



TUGAS AKHIR - TM141585

**PERACANGAN POMPA SENTRIFUGAL DENGAN
FLUIDA KERJA *CRUDE OIL* PADA *CENTRAL
PROCESSING PLATFORM 2 PT. PERTAMINA
HULU ENERGI WEST MADURA OFFSHORE***

**SETYA MAHENDRA BAYU AJI
NRP 2112 100 047**

**Dosen Pembimbing
Vivien Suphandani, S.T., M.E., Ph.D.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**



TUGAS AKHIR - TM141585

**PERANCANGAN POMPA SENTRIFUGAL DENGAN
FLUIDA KERJA *CRUDE OIL* PADA *CENTRAL
PROCESSING PLATFORM 2 PT. PERTAMINA
HULU ENERGI WEST MADURA OFFSHORE***

SETYA MAHENDRA BAYU AJI
NRP 2112 100 047

Dosen Pembimbing
Vivien Suphandani, S.T., M.E., Ph.D.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



FINAL PROJECT - TM141585

**CENTRIFUGAL PUMP DESIGN FOR CRUDE OIL
SERVICE AT CENTRAL PROCESSING PLATFORM
2 PT. PERTAMINA HULU ENERGI WEST
MADURA OFFSHORE**

**SETYA MAHENDRA BAYU AJI
NRP 2112 100 047**

**Supervisor
Vivien Suphandani, S.T., M.E., Ph.D.**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
Faculty of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**

**PERANCANGAN POMPA SENTRIFUGAL DENGAN
FLUIDA KERJA CRUDE OIL PADA CENTRAL
PROCESSING PLATFORM 2 PT. PERTAMINA HULU
ENERGI WEST MADURA OFFSHORE**

TUGAS AKHIR





Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

SETYA MAHENDRA BAYU AJI

NRP. 2112 100 047

| | |
|--|---|
| Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir : | |
| Vivien Suphandani, S.T., M.E., Ph.D (NIP. 198105292003122001) |  (Pembimbing) |
| Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T (NIP. 197104051997021001) |  (Penguji I) |
| Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T (NIP. 196202161995121001) |  (Penguji II) |
| Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D. (NIP. 196412281990031002) |  (Penguji III) |

**SURABAYA
Januari, 2016**

PERANCANGAN POMPA SENTRIFUGAL DENGAN FLUIDA KERJA *CRUDE OIL* PADA *CENTRAL PROCESSING PLATFORM 2* PT. PERTAMINA HULU ENERGI – *WEST MADURA OFFSHORE*

Nama : Setya Mahendra Bayu Aji
NRP : 2112100047
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Vivien Suphandani, S.T., M.E., Ph.D.

ABSTRAK

PT Pertamina Hulu Energi – West Madura Offshore (PHE WMO) merupakan Production Sharing Contractor dari SKK Migas. Sebagai operator dari blok west Madura offshore, saat ini PHE WMO memiliki beberapa wellhead platform, 2 processing platform dan satu onshore receiving facilities di gresik. PHE WMO menemukan cadangan baru minyak bumi di blok west Madura offshore. Menindak lanjuti hal tersebut, PHE WMO membangun 6 wellhead platform dan 1 processing platform. Pembangunan wellhead platform dan processing platform tersebut akan menambah target produksi PHE WMO sebesar 15.000 BOPD crude oil, 33 MMSCFD gas dan 10.000 BOPD produced water. Untuk menyalurkan minyak bumi yang dihasilkan dari processing platform ke tangki penampung, dibutuhkan pompa sentrifugal dengan kapasitas sebesar 15.000 BOPD. Oleh karena itu, diperlukan perancangan pompa sentrifugal dengan debit 15.000 BOPD dan head sesuai dengan perhitungan. Komponen pompa yang akan dirancang adalah impeller, poros, pasak, bantalan dan volute.

Data yang digunakan untuk merancang pompa sentrifugal adalah datasheet yang dikeluarkan oleh PHE WMO dan Piping and Instrumentation Diagram dari Processing Platform. Metode yang digunakan pada perancangan pompa sentrifugal ini adalah metode blades of single curvature.

Head yang didapatkan dari perhitungan ulang instalasi adalah sebesar 339,7 m, sehingga perancangan pompa menggunakan nilai head yang didapatkan dari data sheet yang dikeluarkan PHE WMO, yaitu sebesar 340,15 m. Pompa sentrifugal hasil dari perancangan merupakan tipe radially split double-casing sentrifugal pump yang terdiri dari 3 stage dengan prediksi overall efficiency pada kondisi operasi sebesar 78,08%.

Kata Kunci : Pompa Sentrifugal, Blades of single curvature, Minyak bumi

CENTRIFUGAL PUMP DESIGN FOR CRUDE OIL SERVICE AT CENTRAL PROCESSING PLATFORM 2 PT. PERTAMINA HULU ENERGI – WEST MADURA OFFSHORE

Name : Setya Mahendra Bayu Aji
NRP : 2112100047
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Supervisor : Vivien Suphandani, S.T., M.E., Ph.D.

ABSTRACT

PT Pertamina Hulu Energi – West Madura Offshore (PHE WMO) is Production Sharing Contractor of SKK Migas. As the operator of west Madura offshore block, PHE WMO has some wellhead platforms, 2 processing platforms and an onshore receiving facilities at Gresik. PHE WMO found new oil reservoir on west Madura offshore block. PHE WMO intends to develop 6 wellhead platforms and one new processing platform to compliance the target that consist of 15.000 BOPD crude oil, 33 MMSCFD gas and 10.000 BWPD produced water. PHE WMO requires a centrifugal pump for delivering crude oil from processing platform to reservoir tank on 15.000 BOPD capacity. Because of that , PHE WMO requires the design of centrifugal pump that has capacity of 15.000 BOPD and the head required have to be calculated first. Component to be designed are impeller, shaft, keys, bearing and volute.

The data used to design the pump are datasheet that have been published by PHE WMO and Piping and Instrumentation Diagram of the Processing Platform. The method used to design the centrifugal pump is blades of single curvature method.

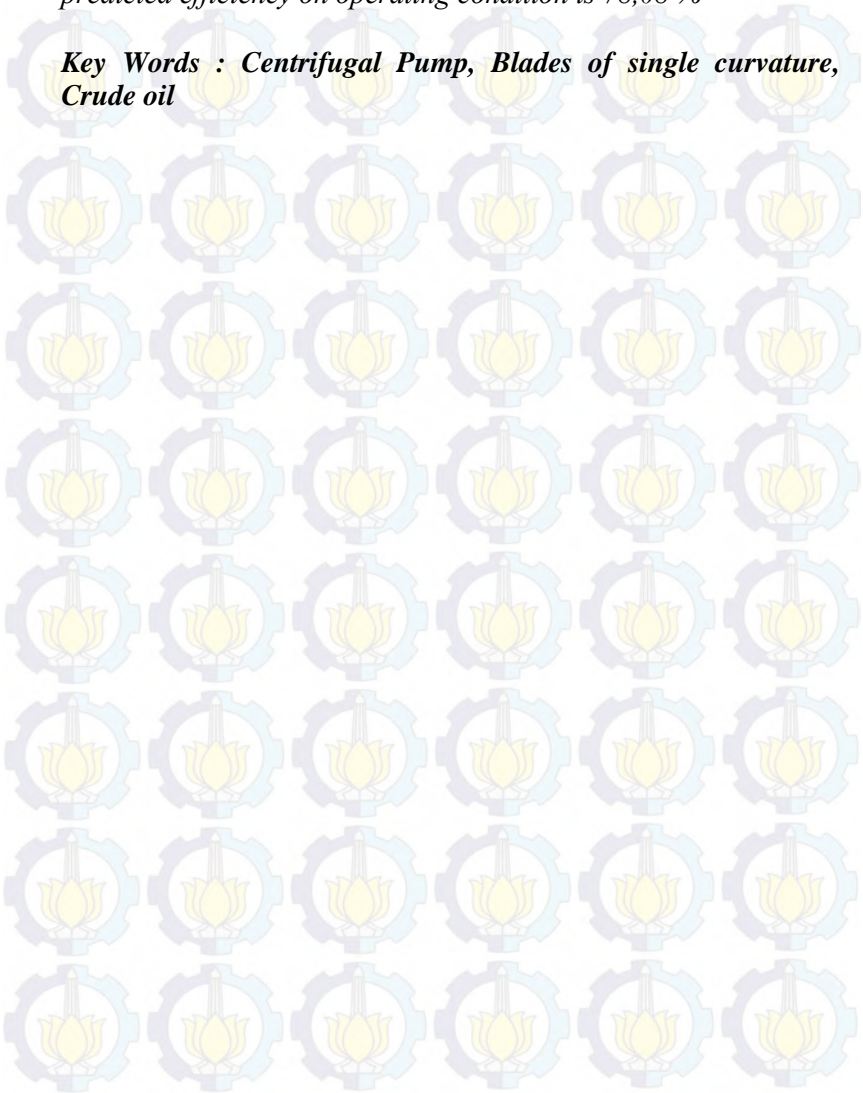
From the calculation, it is obtained that the head of the required pump is 339,7 m, so the head value used for design the pump is obtained from datasheet that have been published by PHE WMO, that is 340,15 m. The pump designed is radially split



Tugas Akhir Konversi Energi

double casing centrifugal pump that consist of 3 stages with predicted efficiency on operating condition is 78,08 %

Key Words : Centrifugal Pump, Blades of single curvature, Crude oil





KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur penulis curahkan kepada Allah SWT, karena atas berkah dan izin-Nya penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini. Penulis menyadari bahwa selesainya tugas akhir ini tidak lepas dari dukungan dan bantuan dari berbagai pihak. Melalui kesempatan ini, penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak – pihak yang telah membantu dan mendukung dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain :

1. Drs. Subadri dan Tutik Purwaningsih yang senantiasa memberikan doa dan dukungan hingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
2. Ibu Vivien Suphandani, S.T., M.E., Ph.D. selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran dan arahan kepada penulis.
3. Bapak Ir. Bambang Pramujati, M.Sc. Eng. Ph.D. selaku ketua jurusan Teknik Mesin yang telah memberikan motivasi dan dukungan kepada penulis.
4. Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T., Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T. dan Bapak Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D. selaku dosen penguji tugas akhir penulis yang telah memberikan saran dan masukan kepada penulis.
5. Bapak Ir. Sudijono Kromodihardjo, M.Sc., Ph.D. selaku dosen wali dari penulis yang telah memberikan bimbingan kepada penulis
6. Bapak Andry Arianto dan Bapak I Putu Gede Karang selaku mentor dari PHE WMO yang telah memberikan dukungan dan ilmu – ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis.
7. Ratna Nita Perwitasari yang selalu memberikan motivasi kepada penulis
8. Adhi Hertamtomo Putro, Nia Rosalina, Audiyatra Aji, Havi Kurniawan, Renno Feibianto dan teman – teman Lembaga



Tugas Akhir Konversi Energi

Bengkel Mahasiswa Mesin yang selalu mendampingi penulis.

9. Teman- teman angkatan M55 yang telah memberikan dukungan kepada penulis
10. Teman – teman Laboratorium Mekanika dan Mesin – Mesin Fluida yang telah banyak membantu penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu, saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Januari 2016

Penulis



DAFTAR ISI

| | |
|--|------|
| HALAMAN JUDUL | |
| HALAMAN PENGESAHAN | |
| ABSTRAK | i |
| ABSTRACT | iii |
| KATA PENGANTAR | v |
| DAFTAR ISI | vii |
| DAFTAR GAMBAR | xi |
| DAFTAR TABEL | xiii |
| BAB I PENDAHULUAN | 1 |
| 1.1 Latar Belakang | 1 |
| 1.2 Perumusan Masalah | 2 |
| 1.3 Tujuan | 2 |
| 1.4 Batasan Masalah | 2 |
| 1.5 Sistematika Penulisan | 3 |
| BAB II TINJAUAN PUSTAKA | 5 |
| 2.1 <i>Central Processing Platform 2 PHE WMO</i> | 5 |
| 2.2 Pompa | 7 |
| 2.2.1 Defisini Pompa | 7 |
| 2.2.2 Klasifikasi Pompa Berdasarkan Prinsip Kerja | 8 |
| 2.2.3 Pemilihan Pompa | 9 |
| 2.3 Pompa Sentrifugal | 11 |
| 2.3.1 Definisi Pompa Sentrifugal | 11 |
| 2.3.2 Prinsip Dasar Pompa Sentrifugal | 12 |
| 2.3.3 Bagian – Bagian Pompa Sentrifugal | 12 |
| 2.3.4 Pompa Sentrifugal <i>Multistage</i> | 14 |
| 2.4 Dasar Perhitungan Pompa Sentrifugal | 16 |
| 2.4.1 Kapasitas Pompa | 16 |
| 2.4.2 <i>Head</i> Pompa | 17 |
| 2.4.3 <i>Head</i> yang Dihasilkan oleh <i>Impeller</i> Pompa Sentrifugal | 18 |
| 2.4.4 Kerugian – Kerugian Pompa Sentrifugal | 22 |
| 2.5 Perancangan Pompa Sentrifugal | 26 |
| 2.5.1 Perancangan <i>Impeller</i> | 26 |



| | |
|---|-----------|
| 2.5.2 Perancangan Bantalan..... | 32 |
| 2.5.3 Perancangan Pasak..... | 33 |
| 2.5.4 Perancangan <i>Volute</i> Pompa..... | 34 |
| 2.6 Penelitian Terdahulu..... | 35 |
| 2.6.1 Perancangan Pompa Sentrifugal..... | 35 |
| 2.6.2 Pengaruh Sudut Relatif <i>Outlet</i> Sudu pada Performa Pompa..... | 35 |
| BAB III METODE PERANCANGAN..... | 39 |
| 3.1 Langkah Penyusunan Tugas Akhir..... | 39 |
| 3.2 Diagram Alir Perancangan Pompa Sentrifugal..... | 41 |
| 3.2.1 Diagram Alir Secara Umum..... | 41 |
| 3.2.2 Diagram Alir Perancangan <i>Impeller</i> | 42 |
| BAB IV PERHITUNGAN DAN PERANCANGAN..... | 49 |
| 4.1 Perhitungan <i>Head</i> | 49 |
| 4.1.1 Sistem Perpipaan..... | 49 |
| 4.1.2 Perhitungan <i>Head</i> Pompa..... | 49 |
| 4.1.3 Perhitungan $NPSH_a$ | 58 |
| 4.2 Perancangan <i>Impeller</i> | 59 |
| 4.2.1 Perhitungan <i>Specific Speed</i> | 59 |
| 4.2.2 Perhitungan Daya Efektif Pompa (WHP)..... | 59 |
| 4.2.3 Perhitungan Total Efisiensi Pompa (η_{op})..... | 59 |
| 4.2.4 Perhitungan Daya Poros Pompa..... | 60 |
| 4.2.5 Perhitungan Diameter Poros Minimum Acuan Pompa..... | 60 |
| 4.2.6 Perhitungan Komponen <i>Inlet Impeller</i> | 61 |
| 4.2.7 Perhitungan Komponen <i>Outlet Impeller</i> | 63 |
| 4.2.8 Pengecekan Jumlah Sudu..... | 66 |
| 4.2.9 Perancangan Sudu dengan Menggunakan Metode <i>Single Curvature</i> | 67 |
| 4.3 Perhitungan Poros..... | 68 |
| 4.3.1 Perhitungan Gaya Radial..... | 68 |
| 4.3.2 Perhitungan Volume dan Massa <i>Impeller</i> | 69 |
| 4.3.3 Perhitungan Diameter Poros..... | 71 |
| 4.4 Perancangan <i>Volute</i> | 76 |
| 4.5 Perhitungan Pasak..... | 82 |



| | |
|---|-----------|
| 4.6 Perhitungan Bantalan..... | 83 |
| 4.6.1 Perhitungan Gaya Aksial dan Gaya Radial pada Bantalan..... | 83 |
| 4.6.2 Pemilihan Bantalan dan Perhitungan Umur Bantalan.. | 85 |
| BAB V KESIMPULAN DAN SARAN..... | 87 |
| 5.1 Kesimpulan..... | 87 |
| 5.2 Saran..... | 89 |
| DAFTAR PUSTAKA..... | 91 |
| LAMPIRAN..... | 93 |
| 1 Hasil Perancangan..... | 93 |
| 2 Data Perusahaan..... | 96 |
| 3 Data Penunjang Perancangan..... | 104 |



DAFTAR GAMBAR

| | |
|--|----|
| Gambar 2.1 <i>Layout of Production Facilities</i> PHE WMO..... | 6 |
| Gambar 2.2 <i>Process Flow Diagram</i> CPP 2..... | 7 |
| Gambar 2.3 Klasifikasi Pompa Berdasarkan Prinsip Kerja..... | 8 |
| Gambar 2.4 Pemilihan Tipe Pompa Berdasarkan <i>Specific Speed</i> | 10 |
| Gambar 2.5 Pemilihan Tipe <i>Impeller</i> | 11 |
| Gambar 2.6 Komponen Pompa Sentrifugal..... | 12 |
| Gambar 2.7 Pompa Sentrifugal <i>Multistage</i> Tipe <i>Ring-Casing</i> .. | 15 |
| Gambar 2.8 Pompa <i>Barrel</i> | 16 |
| Gambar 2.9 Aliran Fluida pada Pompa Sentrifugal..... | 19 |
| Gambar 2.10 Kerugian Hidrolik sebagai Fungsi Kapasitas Pompa..... | 23 |
| Gambar 2.11 Kerugian Volumetrik sebagai Fungsi Kapasitas dan <i>Specific Speed</i> | 24 |
| Gambar 2.12 Kerugian Mekanis sebagai Fungsi Kapasitas dan <i>Specific Speed</i> | 25 |
| Gambar 2.13 <i>Impeller with Blades of Single Curvature</i> | 26 |
| Gambar 2.14 Koefisien Kecepatan Meridian Fluida..... | 28 |
| Gambar 2.15 Pengaruh Sudut Relatif <i>Outlet</i> Sudu pada Effisiensi Pompa..... | 37 |
| Gambar 3.1 Diagram Alir Perancangan Pompa secara Umum..... | 41 |
| Gambar 3.2 Diagram Alir Perancangan <i>Impeller</i> | 42 |
| Gambar 4.1 Sistem Perpipaan..... | 49 |
| Gambar 4.2 Konstanta Gaya Radial..... | 68 |
| Gambar 4.3 Arah Gaya Radial..... | 69 |
| Gambar 4.4 Massa <i>Impeller</i> | 70 |
| Gambar 4.5 Gaya yang Bekerja pada Poros..... | 71 |
| Gambar 4.6 Komponen Gaya pada Sumbu X dan Y..... | 71 |
| Gambar 4.7 Resultan Gaya yang Bekerja pada Poros..... | 72 |
| Gambar 4.8 Gaya yang Bekerja Pada Bidang Horizontal..... | 72 |
| Gambar 4.9 Momen Bending Bidang Horizontal..... | 73 |
| Gambar 4.10 Gaya yang Bekerja pada Bidang Vertikal..... | 74 |



Tugas Akhir Konversi Energi

| | |
|--|----|
| Gambar 4.11 Momen Bending Bidang Vertikal..... | 75 |
| Gambar 4.12 Perbandingan <i>Throat Velocity</i> dan Kecepatan Keliling..... | 77 |
| Gambar 4.13 Perbandingan Kecepatan Meridian dengan Kecepatan Keliling..... | 79 |
| Gambar 4.14 Gaya Aksial pada <i>Impeller</i> | 83 |
| Gambar 4.15 Bantalan SKF 6406..... | 85 |



DAFTAR TABEL

| | | |
|-----------|---|----|
| Tabel 3.1 | Data Acuan Perancangan Pompa..... | 39 |
| Tabel 4.1 | <i>Fitting</i> pada Pipa <i>Section 1 – A</i> dengan NPS 10 Inch..... | 54 |
| Tabel 4.2 | <i>Fitting</i> pada Pipa <i>Section A – B</i> dengan NPS 8 Inch..... | 55 |
| Tabel 4.3 | <i>Fitting</i> pada Pipa <i>Section C – D</i> dengan NPS 6 Inch..... | 55 |
| Tabel 4.4 | <i>Fitting</i> pada Pipa <i>Section D – E</i> dengan NPS 8 Inch..... | 56 |
| Tabel 4.5 | <i>Fitting</i> pada Pipa <i>Section F – 2</i> dengan NPS 8 Inch..... | 57 |
| Tabel 4.6 | Perhitungan Menggunakan Metode <i>Point to Point</i> ... | 67 |
| Tabel 4.7 | Jari – jari <i>Volute</i> Menurut Metode <i>Constant Moment of Momentum</i> | 81 |
| Tabel 4.8 | Jari – Jari <i>Volute</i> Menurut Metode <i>Constant Mean Velocity</i> | 82 |



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

PT Pertamina Hulu Energi – *West Madura Offshore* merupakan *Production Sharing Contractor* (PSC) dari SKK Migas. Sebagai operator dari blok *west madura offshore*, saat ini PHE WMO memiliki beberapa *wellhead platform*, 2 *processing platform* (PPP dan KE-5 CPP) dan satu *onshore receiving facilities* (ORF) di gresik. Gas yang ditampung di ORF gresik kemudian disalurkan ke berbagai customer. Sedangkan untuk *crude oil* yang dihasilkan, akan disalurkan ke FSO Abherka. Saat ini, PHE WMO dapat memproduksi lebih dari 20.000 barrel *crude oil* per hari.

PHE WMO menemukan cadangan baru minyak bumi di blok *west Madura offshore* di sebelah selatan platform KE-5 CPP. Menindak lanjuti hal tersebut, maka PHE WMO melakukan proses *engineering procurement construction and installation* berupa 6 *wellhead platform* yang terdiri dari PHE-7, PHE-12, PHE-24, PHE-29, PHE-44 dan PHE-48 dan 1 *process platform* yaitu CPP 2 yang terhubung dengan KE-5 CPP. *Wellhead platform* dan *process platform* baru ini akan menambah produksi sebesar 15.000 BOPD *crude oil*, 33 MMSCFD gas dan 10.000 BWPD *produced water*.

Untuk menyalurkan *crude oil* yang dihasilkan dari CPP 2 ke tangki penampung di *AW Platform* yang melewati KE-5 CPP dibutuhkan pompa yang dapat menghasilkan kapasitas sebesar 15.000 BOPD (438 GPM). Maka dari itu, dalam tugas akhir ini, penulis merancang pompa yang dapat memenuhi kebutuhan tersebut. Hasil dari tugas akhir ini berupa rancangan pompa sentrifugal yang dapat digunakan sebagai data pembanding oleh PHE WMO.



1.2 Perumusan Masalah

Perumusan masalah dalam merancang pompa sentrifugal adalah sebagai berikut :

1. Diperlukan perhitungan ulang nilai *head pompa* yang dibutuhkan
2. Dibutuhkan rancangan pompa sentrifugal yang mampu menghasilkan debit 438 GPM untuk meyalurkan *crude oil* yang dihasilkan dari LP Separator ke tangki penampung pada AW Platform dengan tekanan 350 psi
3. Diperlukan perhitungan dimensi dan material komponen – komponen pompa yang dirancang sesuai dengan standar API 610

1.3 Tujuan

Tujuan perancangan pompa sentrifugal ini adalah sebagai berikut :

1. Melakukan perhitungan ulang nilai *head pompa* yang dibutuhkan
2. Merancang pompa sentrifugal untuk menyalurkan *crude oil* yang dihasilkan dari LP Separator ke tangki penampung pada AW Platform dengan tekanan 350 psi dan debit 438 GPM
3. Menghitung dimensi dan material komponen – komponen pompa yang sesuai dengan kondisi operasi pompa. Antara lain :
 - *Impeller*
 - Poros
 - Pasak
 - Bantalan
 - *Volute*

1.4 Batasan Masalah

Dalam perancangan pompa sentrifugal dua tingkat, penulis menggunakan batasan masalah sebagai berikut :

1. Debit pompa yang dibutuhkan adalah sebesar 438 GPM



2. Komponen pompa yang dirancang adalah *impeller*, poros, pasak, bantalan dan *volute*
3. Fluida yang dipindahkan oleh pompa adalah *crude oil* dengan properti tetap
4. Fluida yang dipindahkan dianggap homogen (1 *phase*)
Pemilihan material komponen pompa sesuai dengan standar API 610

1.5 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

BAB I : PENDAHULUAN

Pada bab ini berisi latar belakang, perumusan masalah, tujuan perancangan, batasan masalah dan sistematika penulisan tugas akhir

BAB II : TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini berisi teori – teori dari berbagai referensi yang selanjutnya digunakan sebagai acuan dalam perancangan pompa sentrifugal

BAB III : METODE PERANCANGAN

Pada bab ini berisi tahapan perancangan dan data yang digunakan dalam merancang pompa sentrifugal

BAB IV : PERHITUNGAN DAN PERANCANGAN

Pada bab ini berisi perhitungan dan perancangan yang digunakan dalam penyusunan tugas akhir

BAB V : KESIMPULAN DAN SARAN

Pada bab ini berisi kesimpulan dan saran dari tugas akhir ini



Halaman Ini Sengaja Dikosongkan



BAB II

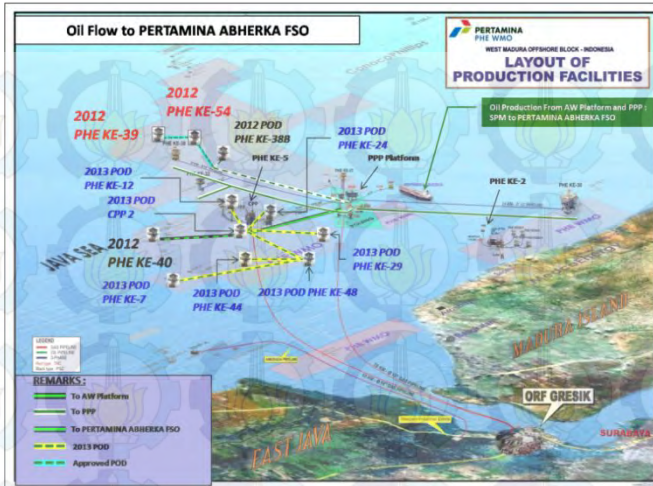
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Central Processing Platform 2 PHE WMO

PT Pertamina Hulu Energi – *West Madura Offshore* merupakan *Production Sharing Contractor* (PSC) dari SKK Migas. Sebagai operator dari blok *west madura offshore*, saat ini PHE WMO memiliki beberapa *wellhead platform*, 2 *processing platform* (PPP dan KE-5 CPP) dan satu *onshore receiving facilities* (ORF) di Gresik. Semua gas yang diproduksi di blok ini akan dikompresi di PPP dan KE-5 CPP untuk kemudian disalurkan ke ORF Gresik. Gas yang ditampung di ORF Gresik kemudian disalurkan ke berbagai customer. Sedangkan untuk minyak bumi yang dihasilkan, akan disalurkan ke FSO Abherka. Saat ini, PHE WMO dapat memproduksi lebih dari 20.000 barrel minyak bumi per hari.

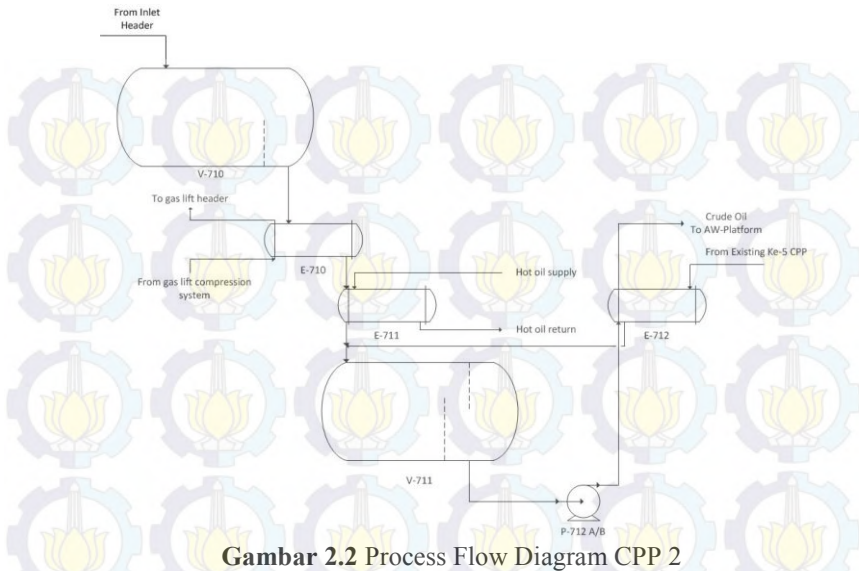
PHE WMO menemukan cadangan baru minyak bumi di blok *west madura offshore* di sebelah selatan *platform* KE-5 CPP. Menindak lanjuti hal tersebut, maka PHE WMO melakukan proses *engineering procurement construction and installation* berupa 6 *wellhead platform* yang terdiri dari PHE-7, PHE-12, PHE-24, PHE-29, PHE-44 dan PHE-48, dan 1 *process platform* yaitu CPP 2 yang terhubung dengan KE-5 CPP. *Wellhead platform* dan *process platform* baru ini akan menambah produksi sebesar 15.000 BOPD minyak bumi, 33 MMSCFD gas dan 10.000 BWPD air. Tata letak dari *production facilities* PHE WMO yang akan dibangun adalah seperti pada gambar 2.1.

Central Processing Platform 2 (CPP 2) merupakan *process platform* yang terhubung dengan fasilitas yang sudah ada, yaitu *platform* KE-5 CPP. Proses yang terjadi di CPP 2 adalah pemisahan *multiphase liquid* menjadi *produced water*, *crude oil* dan gas. Proses di CPP 2 digambarkan dalam *process flow diagram* yang ditunjukkan oleh gambar 2.2.



Gambar 2.1 Layout of Production Facilities PHE WMO

Multiphase liquid yang dihasilkan dari *wellhead platform* masuk ke *3-phase production separator* (V-710) untuk dipisahkan antara *crude oil*, *produced water* dan gas. *Production separator* ini bekerja pada tekanan 365 psig. *Crude oil* yang dihasilkan dari *production separator* kemudian dipanaskan pada *oil preheater* (E-710) dari temperatur 75 °F sampai dengan 145 °F. Kemudian, *crude oil* dipanaskan kembali di *oil stabilization heater* (E-711) hingga temperaturnya mencapai 200 °F. Setelah dipanaskan, *crude oil* masuk ke *low pressure separator* (V-711) pada tekanan 5 psig. *Crude oil* hasil pemisahan dari *low pressure separator* kemudian dipompakan oleh *oil transfer pump* (P-712 A/B) ke tangki penampung di *AW Platform*, dengan terlebih dahulu melewati KE-40 *oil preheater* (E-712) untuk menaikkan temperaturnya sampai dengan 123 °F. *Crude oil* yang dipompakan oleh *oil transfer pump* memiliki tekanan 350 psig pada *discharge* yang berada di tangki penampung pada *AW platform*.



Gambar 2.2 Process Flow Diagram CPP 2

2.2 Pompa

2.2.1 Definisi Pompa

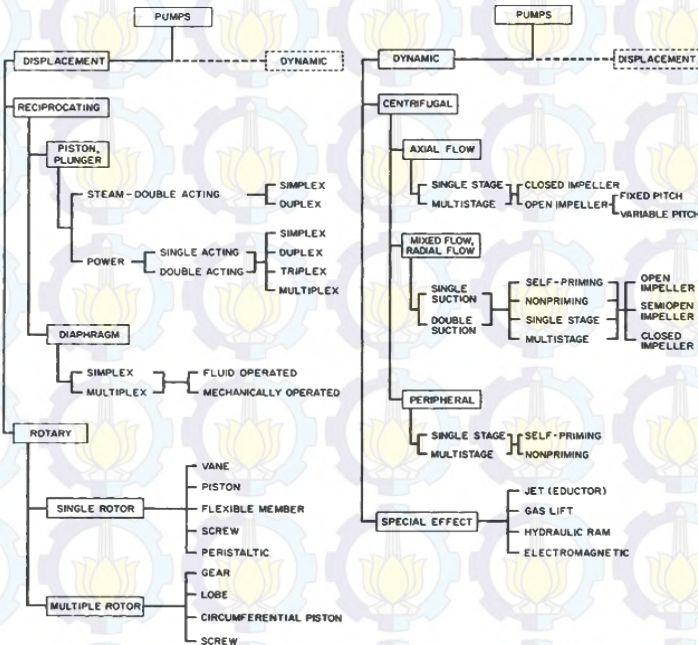
Pompa adalah alat yang digunakan untuk memindahkan fluida dari suatu tempat ke tempat yang lain. Dalam aplikasinya, pompa digunakan untuk memindahkan fluida dari tempat yang rendah ke tempat yang lebih tinggi atau untuk memindahkan fluida dari tempat yang memiliki tekanan rendah ke tempat yang memiliki tekanan yang lebih tinggi.

Pompa didalam kerjanya akan mentransfer energi mekanis dari suatu sumber energi luar ke cairan yang mengalir melaluinya. Jadi disini, pompa menaikkan energi cairan yang mengalir melaluinya, sehingga cairan tersebut dapat mengalir dari permukaan rendah ke permukaan yang lebih tinggi maupun dari tempat bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan lebih tinggi dan bersamaan dengan itu bisa juga mengatasi tahanan hidrolis sepanjang pipa yang dipakai.



2.2.2 Klasifikasi Pompa Berdasarkan Prinsip Kerja

Berdasarkan prinsip kerjanya, pompa dapat diklasifikasikan seperti gambar 2.3 sebagai berikut :



Gambar 2.3 Klasifikasi Pompa Berdasarkan Prinsip Kerjanya ^[4]

1. *Positive Displacement Pump*, Pompa yang menghasilkan kapasitas intermitten karena fluidanya ditekan dalam elemen-elemen pompa dengan volume tertentu. Pompa jenis ini menghasilkan *head* yang tinggi dengan kapasitas yang rendah. Perubahan energi yang terjadi pada pompa ini adalah energi mekanik yang diubah langsung menjadi energi potensial. *Positive displacement pump* dibagi menjadi :

a. *Reciprocating* (Bolak-balik)

- Pompa Piston
- Pompa Diafragma

b. *Rotary*

- Pompa *Vane*
- Pompa *Screw*
- Pompa *Lobe*

2. *Dynamic Pump / Non Positive Displacement Pump*, yaitu pompa yang menambahkan energi ke fluida secara kontinyu untuk menaikkan kecepatan fluida tersebut, kemudian kecepatan yang dimiliki fluida diubah menjadi tekanan. Contoh dari *Dynamic pump* yaitu:

- a. Pompa sentrifugal
- b. *Jet pump*

2.2.3 Pemilihan Pompa

2.2.3.1 Perhitungan *Specific Speed* Pompa

Specific speed dari pompa adalah kecepatan *impeller* pada pompa model yang secara geometri sama dengan pompa riil yang menghasilkan *head* 1 meter kolom air pada kapasitas 75 liter per detik dan dengan daya yang dibutuhkan 1 *metric HP* pada efisiensi maksimal. Dalam satuan SI, *specific speed* pada pompa *multistage* dirumuskan pada persamaan 2.1 sebagai berikut :

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H_1^{0,75}} [4] \dots\dots\dots (2.1)$$

dimana :

n_s = *Specific speed* pompa

n = Putaran pompa (rpm)

Q = Kapasitas pompa (GPM)

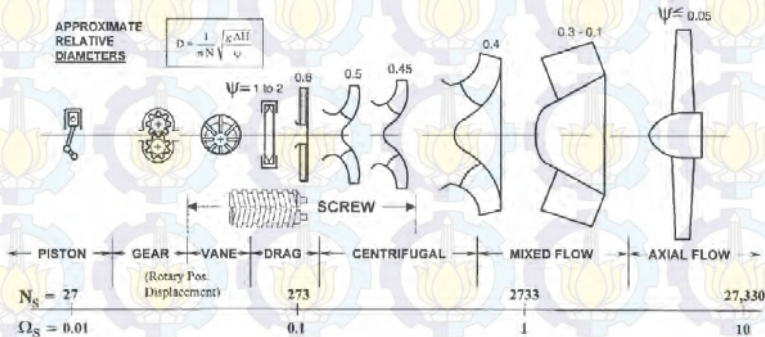
H_1 = *Head* yang dihasilkan pompa pada satu *stage* (ft)

2.2.3.2 Pemilihan Tipe Pompa Berdasarkan *Spesific Speed* Pompa

Masing – masing tipe pompa memiliki performa dan karakteristik yang berbeda. Setiap tipe pompa memiliki *range* kapasitas dan *head* yang dapat dihasilkan. Sehingga diperlukan perhitungan dalam memilih pompa, agar kondisi operasi yang



diperlukan sistem berada pada *range* kapasitas dan *head* tipe pompa yang dipilih. Dalam pemilihan tipe pompa, didasarkan pada *specific speed* pompa, seperti ditunjukkan pada gambar 2.5 berikut ini :



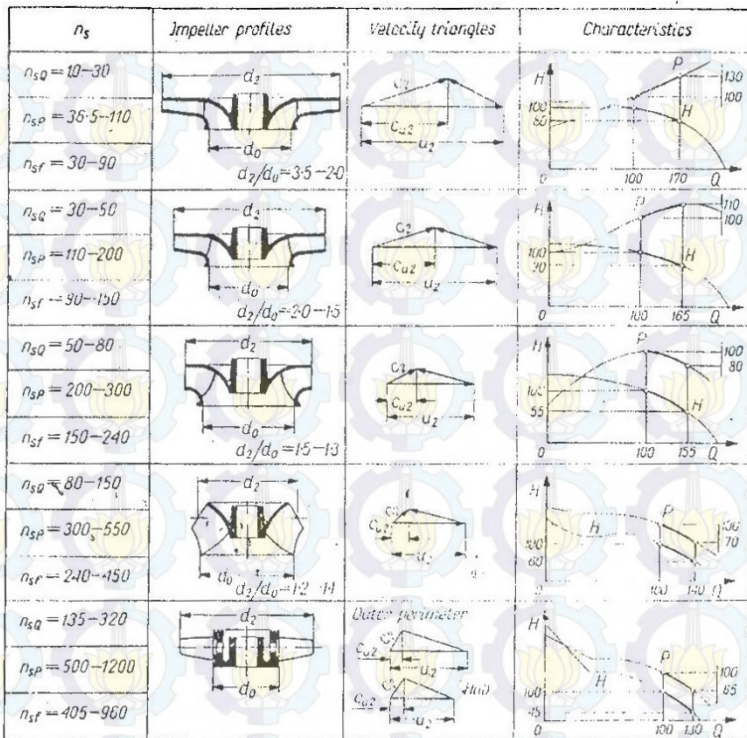
Gambar 2.4 Pemilihan Tipe Pompa Berdasarkan *Spesific Speed* [4]

Gambar diatas menunjukkan bahwa pompa *positive displacement* sesuai digunakan pada *specific speed* yang relative lebih rendah dibandingkan pompa dinamik. Selain tipe pompa yang digunakan, tipe *impeller* juga didasarkan pada *specific speed* pompa seperti ditunjukkan oleh gambar 2.5.

Berdasarkan gambar 2.5, tipe *impeller* dapat ditentukan berdasarkan *specific speed impeller*, yaitu :

1. *Radial-flow impeller* untuk *low specific speed* ($n_{sQ} = 10 - 30$)
2. *Francis-type impeller* untuk *medium specific speed* ($n_{sQ} = 30 - 50$)
3. *Francis-type impeller* untuk *high specific speed* ($n_{sQ} = 50 - 80$)
4. *Diagonal-flow impeller* untuk *high specific speed* ($n_{sQ} = 80 - 150$)
5. *Axial-flow propeller-type impeller* untuk *highest specific speed* ($n_{sQ} = 135 - 320$)

Dimana n_{sQ} adalah nilai *specific speed* dari *impeller* dengan satuan RPM untuk putaran, m^3 / s untuk debit dan m untuk *head*.

Gambar2.5 Pemilihan Tipe Impeller^[6]

2.3 Pompa Sentrifugal

2.3.1 Definisi Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal adalah salah satu jenis pompa yang menambahkan energi fluida secara dinamik, yaitu dengan memanfaatkan gaya sentrifugal untuk menciptakan perbedaan tekanan antara sisi masuk (*suction*) dan sisi buang (*discharge*). Pompa ini terdiri dari satu atau lebih *impeller* yang terpasang pada poros yang berputar dan diselubungi *casing*. Fluida diisap pompa melalui sisi isap, akibat berputarnya *impeller* yang menghasilkan tekanan vakum. Kemudian fluida yang telah terisap



terlempar ke luar *impeller* akibat gaya sentrifugal yang dimiliki oleh fluida.

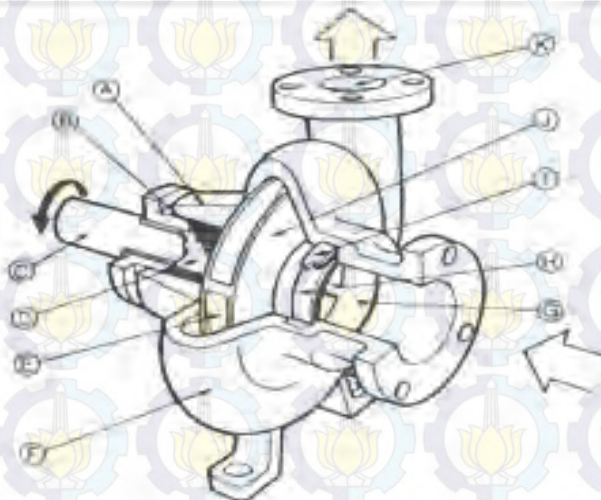
2.3.2 Prinsip Dasar Pompa Sentrifugal

Dalam menciptakan perbedaan tekanan antara sisi masuk dan sisi buang, pompa sentrifugal berkerja dengan prinsip sebagai berikut :

- Gaya sentrifugal bekerja pada *impeller* untuk mendorong fluida ke sisi luar sehingga kecepatan fluida meningkat
- Kecepatan fluida yang tinggi diubah oleh *casing* pompa (*volute* atau *diffuser*) menjadi tekanan atau *head*.

2.3.3 Bagian – Bagian Pompa Sentrifugal

Secara umum, bagian – bagian pompa sentrifugal ditunjukkan oleh gambar 2.6 sebagai berikut :



Gambar 2.6 Komponen Pompa Sentrifugal

Keterangan

A. *Stuffing box*

B. *Packing*



- C. *Shaft*
- D. *Shaft Sleeve*
- E. *Vane*
- F. *Casing*
- G. *Eye of Impeller*
- H. *Impeller Wearing ring*
- I. *Casing Wearing ring*
- J. *Impeller*
- K. *Discharge Nozzle*

Fungsi dari komponen-komponen utama pompa sentrifugal adalah sebagai berikut:

- A. *Stuffing box*

Stuffing box berfungsi untuk mencegah kebocoran cairan pada daerah dimana poros pompa menembus *casing*. Jika pompa bekerja dengan *suction lift* dan tekanan pada ujung *stuffing box* lebih rendah dari tekanan atmosfer, maka *stuffing box* berfungsi untuk mencegah kebocoran udara masuk ke dalam pompa. Sebaliknya, apabila tekanan lebih besar dari tekanan atmosfer, maka *stuffing box* berfungsi untuk mencegah kebocoran cairan keluar dari pompa.

- B. *Packing*

Packing terletak pada stuffing box dan berfungsi untuk mencegah kebocoran dari fluida yang dipompakan.

- C. *Shaft*

Shaft berfungsi untuk meneruskan momen puntir dari penggerak selama beroperasi dan sebagai tempat kedudukan *impeller* dan bagian-bagian berputar yang lainnya.

- D. *Shaft Sleeve*

Shaft Sleeve berfungsi untuk melindungi poros dari erosi, korosi, dan keausan pada *stuffing box*.

- E. *Vane*

Vane merupakan sudu dari *impeller* yang berfungsi sebagai tempat berlalunya cairan pada *impeller*.



F. *Casing*

Casing merupakan bagian terluar dari pompa yang berfungsi sebagai pelindung bagian-bagian yang berputar dan berfungsi sebagai tempat untuk mengubah kecepatan fluida menjadi tekanan.

G. *Eye of Impeller*

Eye of Impeller merupakan saluran masuk fluida pada *impeller*

H. *Impeller Wearing ring*

Wearing ring berfungsi untuk mencegah kebocoran fluida dari sisi *discharge* ke sisi *suction*. *Wearing ring* yang dipasang pada *impeller* disebut *impeller wearing ring*.

I. *Casing Wearing ring*

Wearing ring yang dipasang pada *casing* dan tidak berputar disebut *casing wearing ring*.

J. *Impeller*

Impeller merupakan komponen utama pompa sentrifugal yang berfungsi menambahkan energi pada fluida menggunakan prinsip gaya sentrifugal.

K. *Discharge Nozzle*

Discharge Nozzle merupakan saluran keluar cairan dari pompa

2.3.4 Pompa Sentrifugal *Multistage*

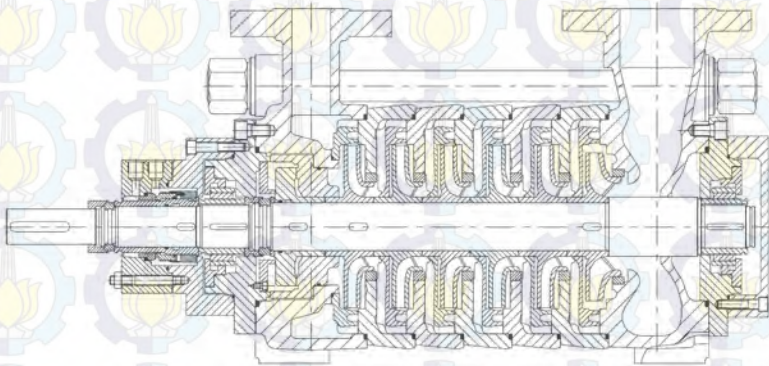
Pompa sentrifugal *multistage* adalah pompa sentrifugal yang memiliki beberapa *impeller* yang dipasang secara seri. Tujuan dari pemasangan *impeller* secara seri dalam pompa sentrifugal *multistage* adalah untuk meningkatkan *head* yang dapat dihasilkan pompa. Berdasarkan desain *casing*, pompa sentrifugal *multistage* dibagi menjadi dua, yaitu pompa *horizontally split* dan *vertically split*.

Pompa *horizontally split* atau biasa disebut dengan *axially split* adalah pompa yang memiliki 2 atau lebih *casing* yang dipisahkan oleh bidang horizontal. Salah satu kelebihan dari pompa *axially split* adalah mudah dalam perawatan, karena



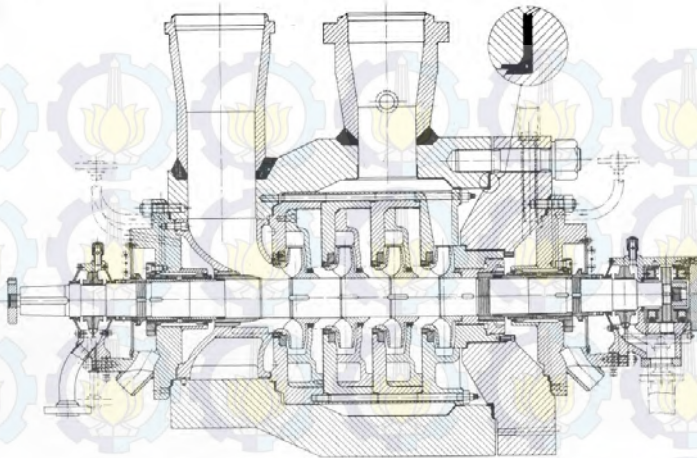
rotating element dari pompa *axially split* dapat diperiksa dengan melepas *casing* bagian atas. Tekanan maksimal yang dapat dihasilkan oleh pompa *axially split* adalah 2000 psi^[4].

Pompa *vertically split* atau biasa disebut dengan pompa *radially split* adalah pompa yang terdiri dari 2 atau lebih *casing* yang dipisahkan oleh bidang vertikal. Pada awal perkembangan, pompa *radially split* hanya terdiri dari beberapa *casing* yang disusun secara radial dan disatukan dengan menggunakan baut. Pompa *radially split* jenis ini disebut dengan pompa tipe *ring-casing* atau tipe *doughnut*, seperti ditunjukkan oleh gambar 2.7 sebagai berikut



Gambar 2.7 Pompa Sentrifugal Multistage Tipe Ring-Casing^[3]

Pompa jenis ini memiliki kelemahan yaitu sulit dalam perawatan, karena untuk melepas bagian – bagian pompa, harus melepas saluran *suction* dan *discharge* pompa. Oleh sebab itu dikembangkan pompa *radially split* dengan dua *casing* atau disebut dengan pompa *barrel*. Pompa *barrel* terdiri dari *casing* bagian dalam dan *casing* bagian luar seperti ditunjukkan pada gambar 2.8 sebagai berikut

Gambar 2.8 Pompa Barrel^[4]

Casing bagian dalam memiliki konstruksi yang sama dengan pompa tipe *ring-casing*, sedangkan pada *casing* bagian luar terdapat saluran *suction* dan *discharge* dari pompa, sehingga untuk melepas bagian dalam pompa tidak perlu melepas saluran *suction* dan *discharge* dari pompa. Kelebihan dari pompa *radially split* tipe *barrel* jika dibandingkan dengan pompa *axially split* adalah dapat menghasilkan tekanan tinggi dan lebih tahan terhadap kecocoran.

2.4 Dasar Perhitungan Pompa Sentrifugal

2.4.1 Kapasitas Pompa

Kapasitas pompa adalah banyaknya volume cairan yang dapat dipindahkan oleh pompa tiap satuan waktu, seperti dinyatakan dalam persamaan 2.2 sebagai berikut :

$$Q = v \cdot A \quad [10] \quad (2.2)$$

dimana :

Q = Kapasitas pompa (m^3/s)

v = kecepatan aliran fluida (m/s)

A = luas area (m^2)



2.4.2 Head Pompa

Head pompa adalah besarnya energi yang ditambahkan ke fluida persatuan berat fluida. *Head* total yang dihasilkan pompa dihitung dengan persamaan 2.3 yang diturunkan berdasarkan persamaan energi sebagai berikut :

$$H_p = \left(\frac{p_d - p_s}{\gamma} \right) + \left(\frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \right) + (z_d - z_s) + \Sigma h_L^{[10]} \quad (2.3)$$

dimana :

H_p = Total *head* yang dihasilkan pompa (m)

$p_{d,s}$ = Tekanan sisi *discharge* (d) dan *suction* (s) dari instalasi (Pa)

$v_{d,s}$ = Kecepatan aliran fluida pada sisi *discharge* dan *suction* (m/s)

$z_{d,s}$ = Ketinggian saluran *discharge* (d) dan *suction* (s) terhadap datum (m)

Σh_L = Total *head loss* pada sistem (m)

g = Gravitasi (m/s^2)

Saat fluida dipompakan dalam sistem perpipaan, terdapat energi yang hilang karena adanya gesekan antara fluida dengan permukaan pipa dan adanya gangguan aliran pada fitting. Kehilangan energi ini disebut dengan *head loss*. *Head loss* dibagi menjadi dua, yaitu *major head losses* dan *minor head losses*.

- *Major head loss*

Major head loss adalah kerugian yang disebabkan karena gesekan antara fluida dengan dinding pipa horizontal yang memiliki luas penampang konstan pada aliran *fully develop*. Besarnya *major head loss* dirumuskan dalam persamaan 2.4 sebagai berikut :

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}^{[2]} \dots \dots \dots (2.4)$$

dimana :

h_l = *Major head loss* (m)

f = Koefisien gesek

L = Panjang pipa (m)

D = Diameter pipa (m)



v = Kecepatan fluida (m/s)

- *Minor head loss*

Minor head loss adalah kerugian yang disebabkan oleh adanya gangguan aliran fluida pada fitting – fitting yang ada pada sistem perpipaan. Besarnya *minor head loss* dirumuskan dalam persamaan 2.5 sebagai berikut :

$$h_{lm} = K \frac{v^2}{2g} = f \frac{L_e}{D} \frac{v^2}{2g} \quad [2] \dots\dots\dots(2.5)$$

dimana :

h_{lm} = *Minor head loss* (m)

L_e = Panjang ekuivalen pipa lurus (m)

K = *Minor head loss coefficient*

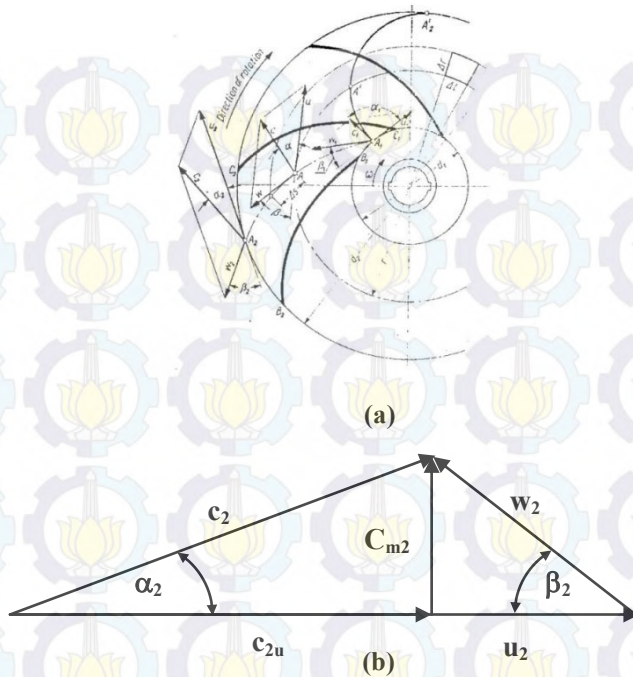
- *Total losses*

Total head loss dari sistem perpipaan merupakan penjumlahan dari *major head loss* dan *minor head loss* seperti dirumuskan pada persamaan 2.6 sebagai berikut :

$$h_L = h_l + h_{lm} \dots\dots\dots(2.6)$$

2.4.3 *Head yang Dihasilkan oleh Impeller Pompa Sentrifugal*

Untuk menghitung *head* yang dihasilkan oleh pompa sentrifugal, maka terlebih dahulu harus memahami bagaimana aliran fluida didalam *impeller* pompa sentrifugal. Aliran fluida dalam pompa sentrifugal ditunjukkan oleh gambar 2.9 sebagai berikut :



Gambar 2.9 Aliran Fluida pada Pompa Sentrifugal;

(a) Aliran fluida melewati *impeller* ^[6]. (b) Segitiga kecepatan pada sisi *outlet*

Fluida yang dipompakan masuk ke dalam ruang diantara sudu - sudu *impeller*. Didalam ruang diantara sudu – sudu *impeller*, *Head* dinamik dari masing – masing streamline dalam aliran fluida diubah menjadi *head* statis dan arah vektor kecepatan dari partikel diarahkan sedemikian rupa sehingga partikel – partikel maupun elemen – elemen dapat melewati sudu pada *impeller* secara halus dan tidak menimbulkan *shock*.

Untuk mempermudah perhitungan, maka diasumsikan *impeller* memiliki jumlah sudu yang tak terhingga banyaknya dan tak terhingga tipisnya dengan bentuk yang identik. Dalam



kondisi seperti ini, fluida akan terbagi menjadi aliran – aliran kecil dengan jumlah yang sangat banyak, seperti ketika fluida masuk ke *impeller*. Elemen - elemen dari fluida mengalir melewati ruang diantara sudu – sudu *impeller* dari lingkaran dengan jari – jari r_1 menuju lingkaran dengan jari – jari r_2 dengan pola aliran yang sejenis. Fluida yang terdapat diantara sudu – sudu *impeller* akan memiliki gerakan absolut dan gerakan relatif karena adanya gaya mekanis yang diberikan ke bagian – bagian kecil fluida tersebut oleh sudu – sudu *impeller* yang berputar pada sumbu dengan kecepatan keliling ω .

Dalam memasuki dan keluar dari sudu, masing masing elemen dari fluida akan memiliki :

1. Kecepatan keliling u_1 dan u_2 dengan arah menyinggung keliling lingkaran masuk dan keluar dari sudu
2. Kecepatan relatif w_1 dan w_2 dengan arah menyinggung permukaan sudu pada bagian masuk dan keluar
3. Kecepatan absolut c_1 dan c_2 yang merupakan penjumlahan secara geometri dari u_1 dengan w_1 dan u_2 dengan w_2 . Kecepatan absolut ini memiliki arah α_1 dan α_2 terhadap kecepatan keliling.

Untuk menghitung besarnya head yang dapat dihasilkan pompa, digunakan persamaan moment of momentum sebagai berikut

$$\vec{r} \times \vec{F}_s + \int_{CV} \vec{r} \times \vec{g} \rho dV + \vec{T}_{sh} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \vec{r} \times \vec{V} \rho dV + \int_{CS} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \dots\dots(2.7)$$

Persamaan tersebut menunjukkan bahwa momen yang diakibatkan oleh *surface force*, *body force* ditambah dengan torsi yang bekerja pada poros menyebabkan perubahan momentum angular dari fluida. Dengan menggunakan asumsi bahwa momen yang disebabkan oleh *surface force* dan *body force* dapat



diabaikan, maka untuk *steady flow*, persamaan yang berlaku adalah sebagai berikut

$$\begin{aligned}\vec{T}_{sh} &= \int_{CS} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \\ \vec{T}_{sh} &= \int_{CS1} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} + \int_{CS2} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \\ T_{sh} &= r_1 V_{t1} (-\rho V A) + r_2 V_{t2} (\rho V A) \\ T_{sh} &= (r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}) \dot{m} \dots\dots\dots(2.8)\end{aligned}$$

Besarnya daya efektif yang bekerja pada pompa (WHP) merupakan perkalian antara torsi dengan kecepatan angular sehingga

$$WHP = T_{sh} \omega = \omega (r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}) \dot{m} \dots\dots\dots(2.9)$$

Daya efektif yang bekerja pada pompa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut

$$WHP = \dot{m} g H_{t\infty} \dots\dots\dots(2.10)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan 2.10 pada persamaan 2.9, maka didapatkan besarnya head teoritis pada *impeller* pompa sentrifugal dengan sudu tak hingga adalah sebagai berikut

$$H_{t\infty} = \frac{U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1}}{g} \dots\dots\dots(2.11)$$

Dimana V_t merupakan kecepatan tangensial dari fluida yang dapat dinotasikan dengan c_{1u} untuk sisi *inlet* dan c_{2u} untuk sisi *outlet*, maka persamaan 2.11 dapat ditulis

$$H_{t\infty} = \frac{U_2 c_{2u} - U_1 c_{1u}}{g} \dots\dots\dots(2.12)$$

dimana :

$H_{t\infty}$: Head teoritis tak hingga pompa (m)

r_1 : Jari-jari bagian masuk sudu (m)

r_2 : Jari-jari bagian keluar sudu (m)



c_{1u} : Kecepatan tangensial fluida pada bagian masuk sudu (m/s)

c_{2u} : Kecepatan tangensial fluida pada bagian keluar sudu (m/s)

c_1 : Kecepatan absolut fluida pada sisi *inlet* (m/s)

c_2 : Kecepatan absolut fluida pada sisi *outlet* (m/s)

α_1 : Sudut absolut pada bagian masuk sudu

α_2 : Sudut absolut pada bagian keluar sudu

U_1 : Kecepatan keliling fluida pada sisi *inlet* (m/s)

U_2 : Kecepatan keliling fluida pada sisi *outlet* (m/s)

Daya poros pompa (*Brake Horse Power*) adalah besarnya energi per satuan waktu yang dibutuhkan untuk memutar poros pompa. Besarnya daya poros pompa dirumuskan sebagai berikut

$$BHP = \frac{WHP}{\eta_{op}} \dots \dots \dots (2.13)$$

Dimana :

η_{op} : Total efisiensi pompa

2.4.4 Kerugian – kerugian Pompa Sentrifugal

Terdapat 3 kerugian yang ada pada pompa sentrifugal, yaitu kerugian hidrolik, kerugian volumetrik dan kerugian mekanik. Kerugian – kerugian tersebut mengurangi *head* yang dihasilkan oleh *impeller*.

- Kerugian Hidrolik

Kerugian hidrolik timbul karena adanya kerugian dari gaya gesek yang disebabkan oleh viskositas cairan, kerugian dari adanya sirkulasi dan kerugian karena adanya *shock* atau *impact* pada fluida. Kerugian hidrolik yang disebabkan oleh gesekan bergantung pada kekasaran permukaan pada permukaan pompa yang bersentuhan dengan fluida. Kerugian ini hanya sebagian kecil dari total kerugian yang terdapat pada pompa jika semua permukaan pompa dimachining dengan baik. Kerugian



hidrolik yang disebabkan oleh sirkulasi terjadi karena adanya separasi aliran fluida yang meninggalkan ruang diantara sudu *impeller* dan aliran fluida dari bagian yang bertekanan tinggi ke bagian yang bertekanan rendah. Kerugian hidrolik yang disebabkan oleh *impact* terjadi karena adanya halangan atau karena terjadinya perubahan vektor kecepatan fluida, baik besar maupun arahnya.

Besarnya kerugian hidrolik dapat dihitung dengan menggunakan persamaan efisiensi hidrolik, seperti pada persamaan 2.14 sebagai berikut :

$$\eta_h = \frac{H}{H_t} = \frac{H}{K_{2cu} H_{t\infty}} \quad [5] \quad \dots\dots\dots (2.14)$$

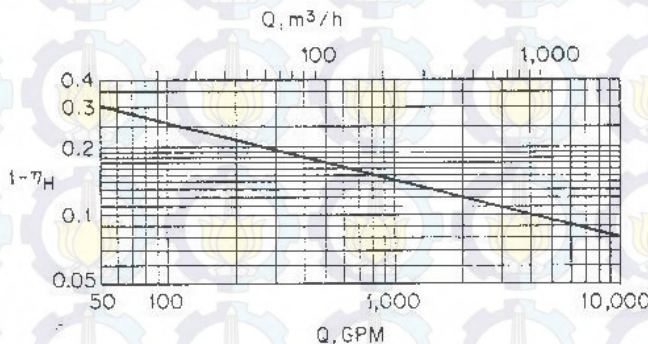
dimana :

η_h = Efisiensi hidrolik pompa sentrifugal

H_t = Head teoritis (m)

K_{2cu} = Kerugian karena jumlah sudu terhingga

Besarnya kerugian hidrolik berbanding terbalik dengan kapasitas yang dihasilkan pompa. Hubungan antara kerugian hidrolik dengan kapasitas yang dihasilkan pompa ditunjukkan pada gambar 2.10 sebagai berikut :



Gambar 2.10 Kerugian Hidrolik sebagai Fungsi Kapasitas Pompa ^[4]



- Kerugian Volumetrik

Kerugian volumetrik disebabkan karena adanya aliran fluida melewati *clearance* dari daerah yang bertekanan tinggi ke daerah yang bertekanan rendah. Kerugian volumetrik yang paling signifikan adalah :

1. Kebocoran melalui celah *wearing ring*
2. Kebocoran melalui *balancing disk* atau *balancing holes*
3. Kebocoran melalui *packing* poros

Kerugian volumetrik dihitung dengan menggunakan persamaan efisiensi volumetrik, seperti pada persamaan 2.15 sebagai berikut :

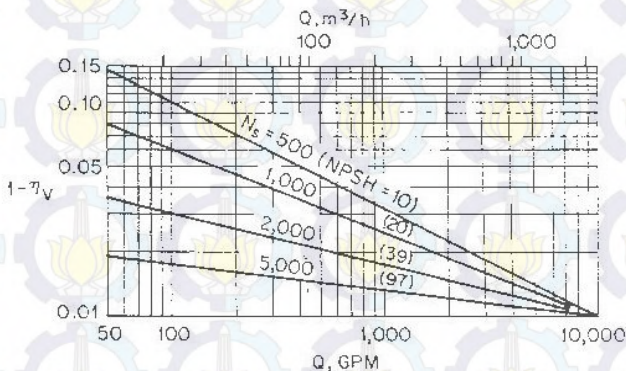
$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} \text{ [5]} \quad \dots \dots \dots (2.15)$$

dimana :

η_v = Efisiensi volumetrik pompa sentrifugal

Q_t = Kapasitas teoritis pompa (m^3/s)

Besarnya kerugian volumetrik merupakan fungsi dari *specific speed* dan kapasitas pompa, seperti ditunjukkan pada gambar 2.11 sebagai berikut :



Gambar 2.11 Kerugian Volumetrik sebagai Fungsi Kapasitas dan *Specific Speed* ^[4]



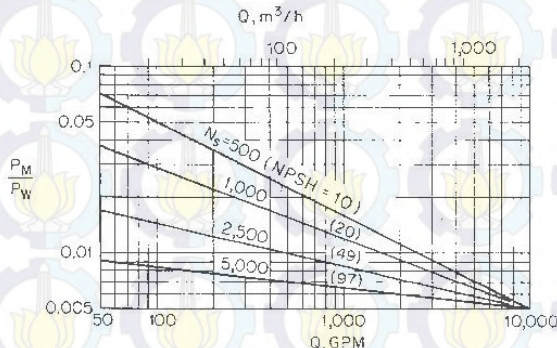
Kerugian mekanis disebabkan karena adanya gesekan antara komponen yang berputar dengan komponen pompa yang diam. Kerugian mekanis dihitung dengan menggunakan efisiensi mekanis seperti ditunjukkan pada persamaan 2.16 sebagai berikut :

$$\eta_m = \frac{N_i}{N} = \frac{\gamma Q_t H_t}{N} \quad [5] \quad \dots\dots\dots (2.16)$$

dimana :

- η_m = Efisiensi mekanis pompa sentrifugal
- N_i = Daya indikatif pompa sentrifugal (watt)
- N = Daya poros pompa sentrifugal (watt)

Besarnya kerugian mekanis merupakan fungsi dari *specific speed* dan kapasitas pompa, seperti ditunjukkan pada gambar 2.12 sebagai berikut :



Gambar 2.12 Kerugian Mekanis sebagai Fungsi Kapasitas dan *Spesific Speed*
[4]

- **Effisiensi total pompa**

Total efisiensi pompa merupakan perkalian dari efisiensi hirolik, efisiensi volumetric dan efisiensi mekanik pompa. Efisiensi total pompa ditunjukkan pada persamaan 2.17 sebagai berikut :

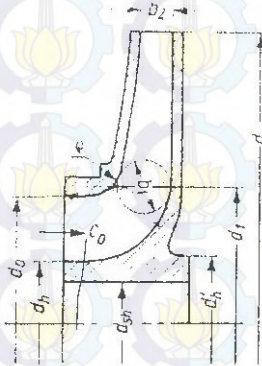
$$\eta_{op} = \frac{\gamma Q H}{N} = \eta_h \eta_v \eta_m \quad [5] \quad \dots\dots\dots (2.17)$$



2.5 Perancangan Pompa Sentrifugal

2.5.1 Perancangan *Impeller*

Dalam merancang bentuk sudu *impeller* pompa sentrifugal, terdapat dua metode yang digunakan. Metode tersebut adalah *impellers with blades of single curvature* dan *impellers with blade of double curvature*. *Impeller* yang dibentuk dengan metode *single curvature* sesuai digunakan untuk pompa yang memiliki *specific speed* rendah ($n_{sQ} < \sim 30$) dan kapasitas sampai dengan 2000 GPM. Gambar 2.13 Menunjukkan bentuk *impeller* yang dirancang menggunakan metode *single curvature*



Gambar 2.13 *Impeller with Blades of Single Curvature* [6]

2.5.1.1 Perhitungan Ukuran Poros

Diameter poros dirancang berdasarkan tegangan yang terjadi di poros. Tegangan yang terjadi pada permukaan poros pejal merupakan kombinasi dari momen bending dan momen torsi yang besarnya dapat dihitung menggunakan persamaan 2.18 dan 2.19 sebagai berikut

$$\sigma_x = \frac{32 M}{\pi d_{sh}^3} \quad [1] \quad (2.18)$$

$$\tau = \frac{16 T}{\pi d_{sh}^3} \quad [1] \quad (2.19)$$



Besarnya tegangan geser yang terjadi pada permukaan poros ditunjukkan oleh persamaan 2.20

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad [1] \quad (2.20)$$

Sedangkan besarnya tegangan geser yang diizinkan adalah seperti pada persamaan 2.21 sebagai berikut

$$\tau_{max} = \frac{0,5 \cdot S_{yp}}{N} \quad (2.21)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan 2.21 pada persamaan 2.20, maka didapat

$$\frac{0,5 \cdot S_{yp}}{N} = \sqrt{\left(\frac{16 M}{\pi d_{sh}^3}\right)^2 + \left(\frac{16 T}{\pi d_{sh}^3}\right)^2} \quad [1] \quad (2.22)$$

Sehingga besarnya diameter poros minimum adalah

$$d_{sh} = \sqrt[3]{\frac{32 N}{\pi S_{yp}} \sqrt{M^2 + T^2}} \quad [1] \quad (2.23)$$

dimana :

τ_{max} = Tegangan geser maksimum (psi)

S_{yp} = *Yield strength* dari material (psi)

N = *Safety factor*

d_{sh} = Diameter poros (in)

M = Momen bending (lb in)

T = Torsi (lb in)

Setelah diameter awal poros yang digunakan sebagai acuan ditentukan, diameter hub dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.24

$$d_{hub} = (1,3 - 1,4) d_{sh} \quad [6] \quad (2.24)$$

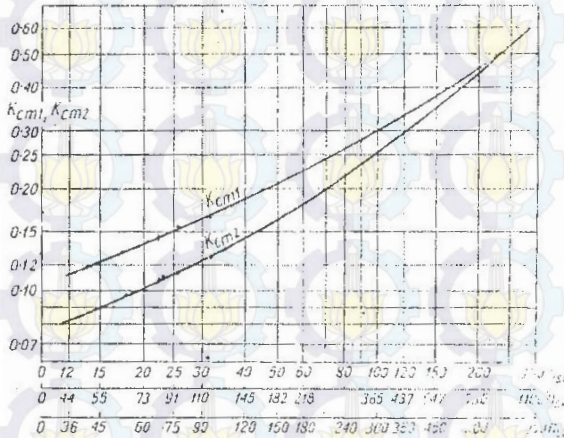
2.5.1.2 Perhitungan Komponen *Inlet Impeller*

Setelah diameter poros dan hub didapat, langkah selanjutnya adalah menghitung komponen *inlet impeller*. Terlebih dahulu, menentukan kecepatan meridian fluida,

$$C_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad [6] \quad (2.25)$$



Nilai dari koefisien kecepatan meridian fluida sisi *inlet* didapat dari grafik yang ditunjukkan oleh gambar 2.14.



Gambar 2.14 Koefisien Kecepatan Meridian Fluida ^[6]

Kemudian, kecepatan fluida masuk *eye impeller* dihitung, dengan menggunakan persamaan berikut.

$$C_0 = 0,9 \cdot C_{m1} \quad [6] \quad (2.28)$$

Selanjutnya, menghitung luas *eye impeller free area*, *hub area*, dan *total area eye impeller* dengan menggunakan persamaan 2.27, 2.28 dan 2.29 sebagai berikut.

$$A_0 = \frac{Q'}{C_0} \quad [6] \quad (2.27)$$

$$A_h = \frac{\pi}{4} D_h^2 \quad [6] \quad (2.28)$$

$$A_0' = A_0 + A_h \quad [6] \quad (2.29)$$

Dimana Q' adalah kapasitas teoritis pompa yang dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$Q' = \frac{Q}{\eta_v} \quad [6] \quad (2.30)$$

Dari luasan yang telah didapat, dapat dihitung diameter *eye impeller* sebagai berikut.



$$D_0 = \sqrt{\frac{4 A_0'}{\pi}} [6] \dots\dots\dots(2.31)$$

Selanjutnya, adalah menghitung kecepatan keliling sisi *inlet* dengan persamaan 2.32 berikut.

$$U_1 = K_{u1} \sqrt{2 \cdot g \cdot H} [5] \dots\dots\dots(2.32)$$

Dimana besarnya K_{u1} adalah koefisien kecepatan keliling sisi *inlet* yang dihitung dengan persamaan berikut.

$$K_{u1} = 0,0244 n_s^{2/3} [5] \dots\dots\dots(2.33)$$

Setelah didapatkan besarnya kecepatan keliling sisi *inlet*, diameter *inlet* sudu dapat dihitung, dengan persamaan berikut.

$$D_1 = \frac{U_1 \cdot 60}{\pi \cdot n} [6] \dots\dots\dots(2.34)$$

Kemudian sudut relatif sisi *inlet* dihitung dengan menggunakan persamaan berikut.

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{m1}}{u_1} [6] \dots\dots\dots(2.35)$$

Langkah selanjutnya adalah menghitung faktor koreksi penyempitan *inlet area* yang disebabkan oleh sudu dengan persamaan berikut.

$$\varphi_1 = \frac{t}{t - s u_1} [6] \dots\dots\dots(2.36)$$

dimana :

$$t = \text{Jarak antar sudu} = \frac{\pi \cdot D_1}{Z}$$

$$s_{u1} = \text{Proyeksi ketebalan sudu terhadap kecepatan keliling} = \frac{s}{\sin \beta_1}$$

$$s = \text{Ketebalan sudu} = 0.02 \left(\frac{u_2}{100} \right)^2 D_2 [3]$$

Kemudian menghitung luas daerah *inlet* dengan menggunakan persamaan 2.37 sebagai berikut.



$$A_1 = \varphi_1 \cdot \frac{Q'}{C_{m1}} \quad [6] \dots\dots\dots (2.37)$$

Setelah didapatkan luas daerah *inlet*, maka lebar *impeller* pada sisi *inlet* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut.

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi \cdot D_1} \quad [6] \dots\dots\dots (2.38)$$

2.5.1.3 Perhitungan Komponen *Outlet Impeller*

Setelah komponen *inlet* didapatkan, maka selanjutnya adalah menghitung komponen *outlet impeller*. Perhitungan komponen *outlet impeller* dimulai dengan melakukan perhitungan kecepatan meridian fluida sisi *outlet impeller*, dengan menggunakan persamaan berikut.

$$C_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad [6] \dots\dots\dots (2.39)$$

Koefisien kecepatan meridian fluida sisi *outlet* didapat dari grafik yang ditunjukkan oleh gambar 2.12. Kemudian menentukan sudut relatif sisi *outlet* (β_2). Sudut relatif sisi *outlet* berkisar antara 15° sampai dengan 35° [6]. Setelah sudut relatif sisi *outlet* ditentukan, langkah selanjutnya adalah menghitung kecepatan keliling sisi *outlet impeller*, dengan persamaan 2.40 sebagai berikut.

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{m2}}{2 \tan \beta_2}\right)^2 + \left(g \frac{H}{\eta_h} (1 + C_p)\right)} \quad [6] \dots\dots\dots (2.40)$$

Dalam perhitungan kecepatan keliling sisi *outlet* tersebut, terdapat faktor koreksi Pfleiderer (C_p) yang dihitung menggunakan persamaan berikut.

$$C_p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2} \quad [6] \dots\dots\dots (2.41)$$

Dimana :

Z = Asumsi jumlah sudu

ψ = Faktor koreksi yang besarnya dipengaruhi oleh bentuk *impeller*



r_1/r_2 = Asumsi perbandingan jari – jari *inlet* dan *outlet* sudu

Untuk *impeller* yang dirancang menggunakan metode *blades of single curvature* dengan $d_2/d_1 \geq 2$

$$\psi = (0,55 - 0,58) + 0,6 \sin \beta_2^{[6]} \dots \dots \dots (2.42)$$

Sedangkan untuk *impeller* dengan sudu yang dirancang menggunakan metode *blades of double curvature* faktor koreksi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut.

$$\psi = (1 - 1,2)(1 + \sin \beta_2)(r_1/r_2)^{[6]} \dots \dots \dots (2.43)$$

Selanjutnya, menghitung diameter *impeller* dengan persamaan 2.44 sebagai berikut.

$$D_2 = \frac{U_2 \cdot 60}{\pi \cdot n}^{[6]} \dots \dots \dots (2.44)$$

Setelah didapatkan besarnya diameter *impeller*, maka dilakukan pengecekan terhadap asumsi awal perbandingan jari – jari *inlet* dan *outlet* sudu. Jika terdapat perbedaan nilai, maka dilakukan perhitungan ulang kecepatan keliling sisi *outlet impeller* dengan menggunakan perbandingan yang telah didapat.

Langkah selanjutnya adalah menghitung faktor koreksi penyempitan *inlet* area yang disebabkan oleh sudu dengan persamaan berikut.

$$\varphi_2 = \frac{t_2}{t_2 - s_{u2}}^{[6]} \dots \dots \dots (2.45)$$

dimana :

$$t_2 = \text{Jarak antar sudu} = \frac{\pi \cdot D_2}{Z}$$

$$s_{u2} = \text{Proyeksi ketebalan sudu terhadap kecepatan keliling} = \frac{s}{\sin \beta_2}$$

Kemudian menghitung luas daerah *outlet* dengan menggunakan persamaan 2.46 sebagai berikut.

$$A_2 = \varphi_2 \cdot \frac{Q'}{C_{m2}}^{[6]} \dots \dots \dots (2.46)$$



Setelah didapatkan luas daerah *outlet*, maka lebar *impeller* pada sisi *outlet* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut.

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi \cdot D_2} \quad [6] \quad \dots\dots\dots (2.47)$$

2.5.1.4 Perhitungan Jumlah Sudu *Impeller*

Setelah dilakukan perhitungan terhadap komponen *inlet* dan *outlet impeller*, langkah selanjutnya adalah pengecekan asumsi jumlah sudu, dengan menggunakan persamaan 2.48 sebagai berikut.

$$Z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} \quad [6] \quad \dots\dots\dots (2.48)$$

Jika terdapat perbedaan antara asumsi jumlah sudu dengan jumlah sudu yang didapat dari perhitungan, maka dilakukan perhitungan ulang dengan menggunakan jumlah sudu yang didapat dari persamaan 2.48 tersebut.

2.5.2 Perancangan Bantalan

Bantalan pada pompa berfungsi untuk menahan gaya aksial dan radial yang timbul saat pompa beroperasi serta mengurangi kerugian energi yang terjadi akibat adanya gesekan. Karena terdapat dua gaya yang bekerja pada poros pompa, maka terlebih dahulu dicari *equivalent load* dari gaya yang bekerja, dengan menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$P = XV F_r + Y F_a \quad [1] \quad \dots\dots\dots (2.49)$$

Dimana :

P = *Equivalent load* (lb)

F_r = Gaya radial (lb)

F_a = Gaya aksial (lb)

V = Faktor rotasi. Bernilai 1, jika *inner ring* berputar dan bernilai 1,2 jika *outer ring* yang berputar

X = Faktor pembebanan radial

Y = Faktor pembebanan aksial



Sedangkan untuk menghitung umur bantalan, dapat digunakan persamaan 2.50 sebagai berikut.

$$L_{10} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^b \quad [1] \dots\dots\dots (2.50)$$

Dimana :

L_{10} = Umur bantalan (jam)

n = Putaran (rpm)

C = *Basing load rating*

P = *Equivalent load (lb)*

2.5.3 Perancangan Pasak

Pasak digunakan untuk mencegah adanya gerak relatif antara poros dengan *impeller*. Pasak yang digunakan pada pompa sentrifugal yang dirancang adalah pasak jenis *standard square key*.

Tegangan geser terjadi pada bidang pasak yang tegak lurus terhadap jari – jari poros, sehingga besarnya tegangan geser dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut

$$S_s = \frac{F}{A} = \frac{F}{WL} \quad [1] \dots\dots\dots (2.51)$$

Sedangkan besarnya tegangan yang terjadi akibat adanya kompresi pada sisi pasak yang bersentuhan dengan poros adalah sebagai berikut

$$S_c = \frac{F}{A} = \frac{F}{\left(\frac{W}{2}\right)L} \quad [1] \dots\dots\dots (2.52)$$

Torsi yang bekerja pada poros dapat dihitung menggunakan persamaan berikut

$$T = F \frac{D}{2} \quad [1] \dots\dots\dots (2.53)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan 2.52 pada persamaan 2.53 didapat

$$T = \frac{S_c WLD}{4} \quad [1] \dots\dots\dots (2.54)$$



Sehingga panjang minimal pasak dapat dihitung menggunakan persamaan 2.55 sebagai berikut.

$$L = \frac{4T}{S_c WD} \quad [1] \quad \dots\dots\dots (2.55)$$

Dimana S_c adalah tegangan yang diizinkan, yang besarnya adalah sebagai berikut

$$S_c = \frac{S_{yp}}{N} \quad [1] \quad \dots\dots\dots (2.56)$$

2.5.4 Perancangan *Volute* Pompa

Volute pompa memiliki fungsi dasar untuk mengumpulkan cairan yang keluar dari *impeller* sekaligus merubah energi kinetik dari fluida menjadi energi tekanan. Terdapat dua metode yang digunakan untuk merancang *volute* pompa, yaitu metode *constant moment of momentum* dan metode *constant mean velocity of flow in the volute*. Metode *constant moment of momentum* menggunakan asumsi dasar momentum aliran sepanjang *volute* adalah tetap, $M_m = c_u r = \text{constant}$. Hal ini berarti nilai dari c_u akan menurun seiring dengan naiknya r . Maka dapat dikatakan kecepatan dari aliran akan menurun seiring menjauhnya aliran dari sumbu poros. Metode *constant momen of momentum* tidak memperhitungkan gesekan yang terjadi pada permukaan *volute*.

Pada kenyataannya, nilai dari Q_{opt} sangat dipengaruhi oleh besarnya luas penampang bagian terakhir dari *volute* serta adanya ketidakpastian dalam perhitungan kerugian yang disebabkan karena adanya gaya gesek, sehingga dikembangkan metode baru untuk menghitung luas penampang *volute*, yaitu metode *constant mean velocity of flow in the volute*. Metode ini menggunakan asumsi kecepatan rata-rata aliran di sepanjang luas penampang *volute* adalah tetap, sehingga luas penampang dari *volute* akan membesar seiring kenaikan sudut pusat θ . Metode ini lebih sering digunakan untuk merancang *volute*.



Untuk merancang *volute*, terlebih dahulu menghitung kecepatan rata-rata aliran di dalam *volute* dengan menggunakan persamaan berikut

$$c_v = K_{cv} \sqrt{2gH} \quad [6] \quad \dots\dots\dots (2.57)$$

Kemudian menghitung luas penampang *volute* untuk sudut pusat tertentu dengan persamaan berikut

$$A_v = \frac{Q_\theta}{c_v} \quad [6] \quad \dots\dots\dots (2.58)$$

Dimana Q_θ adalah kapasitas per ($9^\circ/360$) bagian dari pompa.

2.6 Penelitian Terdahulu

2.6.1 Perancangan Pompa Sentrifugal

Rahim (2012) dalam penelitian berjudul "*Re-Design Pompa Sentrifugal Double Admission dengan Fluida Kerja Semi Lean Benfield Solution (K_2CO_3) pada Kapasitas 700 m³/h dan Head 275,8 m*". Penelitian ini bertujuan untuk merancang ulang pompa sentrifugal yang mampu menghasilkan debit 700 m³/h dari semula 582,3 m³/h. Yulianto (2010) dalam penelitian berjudul "*Perancangan Electrical Submersible Pump dengan Kapasitas 54 m³/jam dan Head Pompa 204 m*". Penelitian ini bertujuan untuk merancang pompa sentrifugal dengan kapasitas 54 m³/jam dan head 204 m yang digunakan untuk memenuhi kebutuhan air oleh warga gunung kidul.

2.6.2 Pengaruh Sudut Relatif Outlet Sudu Pada Performa Pompa

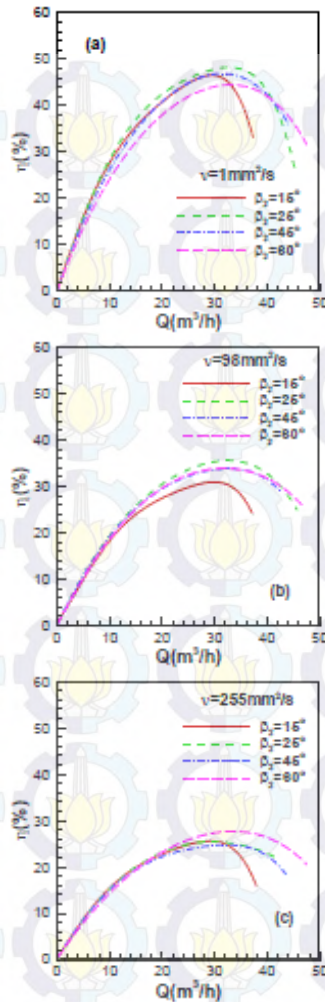
Li (2009) dalam penelitian berjudul "*Pengaruh Sudut Relatif Outlet Sudu Pada Performa Pompa Minyak Sentrifugal Standar Industri*". Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh sudut relatif *outlet* sudu pada performa pompa dengan fluida kerja minyak dengan beberapa variasi viskositas.

Penelitian ini membandingkan *effisiensi* pompa dengan variasi sudut relatif *outlet* sudu dan viskositas fluida kerja. Pompa



yang digunakan pada penelitian ini adalah pompa sentrifugal dengan kapasitas $25 \text{ m}^3 / \text{h}$, head 60 m, putaran 2950 rpm dan *specific speed* 41.6. *Impeller* yang digunakan merupakan *impeller* tertutup dengan jumlah sudu sebanyak 5 buah. Hasil penelitian yang didapatkan penulis adalah seperti gambar 2.15.

Hasil yang didapatkan penulis dari penelitian tersebut adalah *impeller* dengan sudut relatif *outlet* 25° memiliki efisiensi terbaik pada fluida kerja dengan viskositas kurang dari $200 \text{ mm}^2/\text{s}$. Sedangkan untuk fluida kerja dengan viskositas diatas $200 \text{ mm}^2/\text{s}$, efisiensi terbesar diperoleh dari *impeller* yang memiliki sudut relatif *outlet* sudu 60° .



Gambar 2.15 Pengaruh Sudut Relatif Outlet Sudu pada Effisiensi Pompa



Halaman Ini Sengaja Dikosongkan



BAB III METODE PERANCANGAN

3.1 Langkah Penyusunan Tugas Akhir

Pada bab ini, penulis akan membahas langkah – langkah dalam mengerjakan tugas akhir perancangan pompa sentrifugal. Langkah – langkah tersebut adalah sebagai berikut :

1. Penentuan data

Data yang digunakan sebagai acuan untuk merancang pompa sentrifugal ini diperoleh dari *datasheet* yang dikeluarkan oleh Pertamina Hulu Energi – *West Madura Offshore*. Data tersebut tercantum pada tabel 3.1 sebagai berikut :

Tabel 3.1 Data Acuan Perancangan Pompa

| Fluida Kerja | |
|---------------------------------------|------------------|
| Fluida | <i>Crude Oil</i> |
| <i>Vapor Pressure</i> | 19,73 psia |
| <i>Specific Gravity</i> | 0,797 |
| <i>Viscosity</i> | 1,467 cP |
| <i>Specific Heat</i> | 0,487 |
| Operating Condition | |
| <i>Capacity</i> | 438 GPM |
| <i>Suction Pressure</i> | 5 Psig |
| <i>Discharge Pressure</i> | 350 Psig |
| <i>Differential Head (Data sheet)</i> | 1116 ft |

2. Studi Literatur

Mempelajari teori- teori mengenai pompa sentrifugal dan metode perancangan pompa sentrifugal dari buku – buku yang berhubungan dengan pompa sentrifugal dan aplikasinya.

3. Perancangan pompa sentrifugal yang meliputi :

- Perhitungan ulang *head* pompa yang dibutuhkan
- Perhitungan *specific speed* pompa



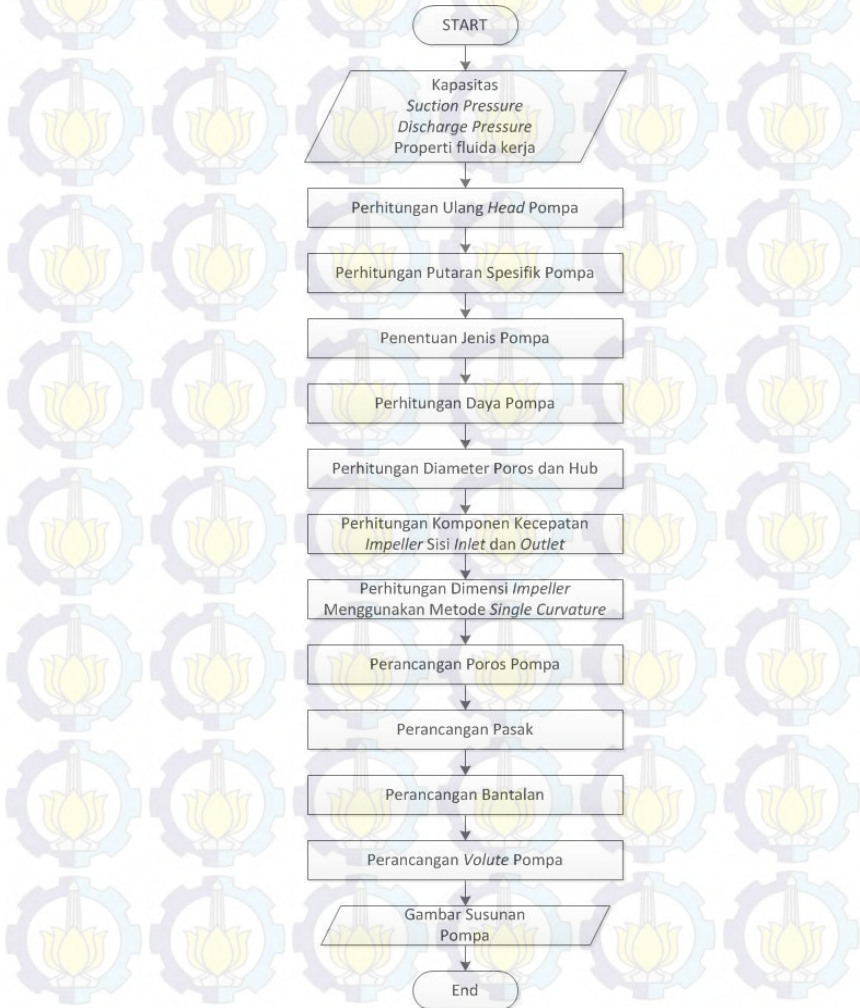
- c. Penentuan tipe pompa
 - d. Perhitungan daya hidrolik dan daya poros pompa
 - e. Perhitungan komponen kecepatan *impeller* sisi *inlet* dan *outlet*
 - f. Perhitungan dimensi *impeller* dan perancangan profil sudu *impeller* menggunakan metode *single curvature*
 - g. Perancangan poros, pasak, bantalan dan *volute* pompa
 - h. Membuat gambar susunan pompa
4. Penyusunan tugas akhir



3.2 Diagram Alir Perancangan Pompa Sentrifugal

3.2.1 Diagram Alir Secara Umum

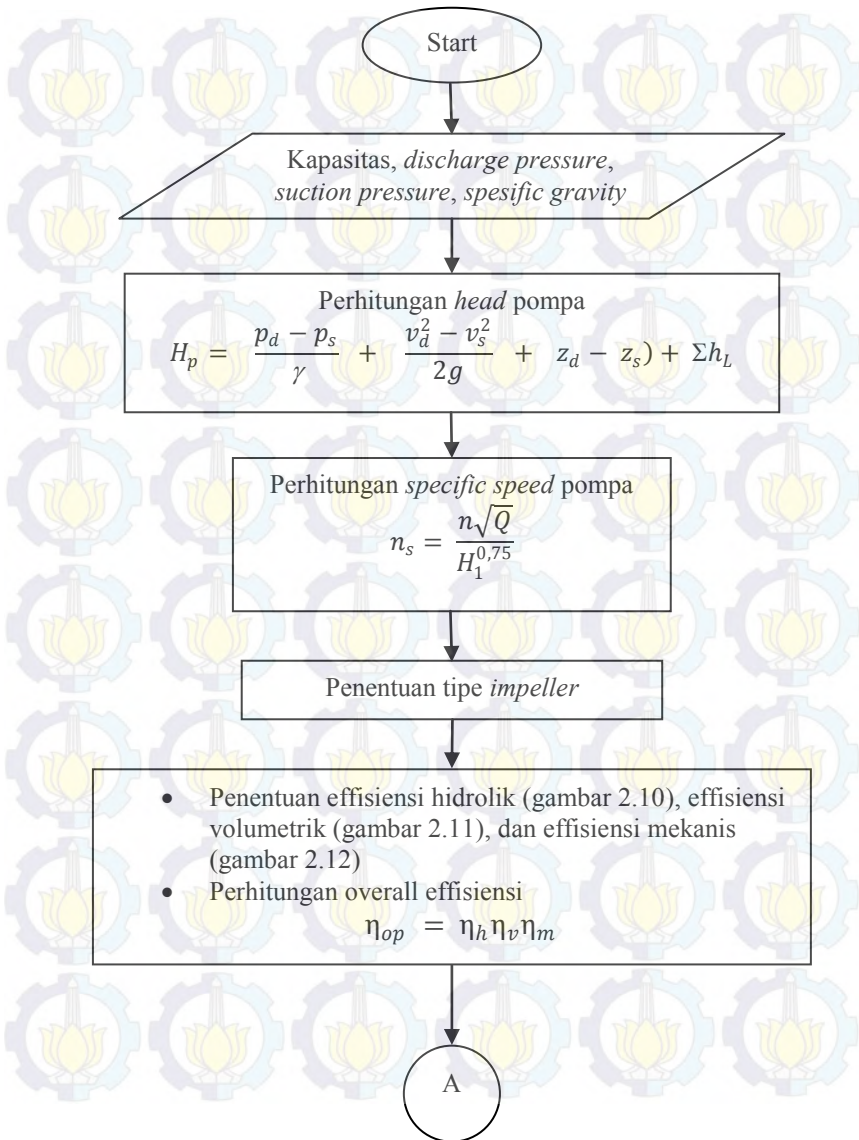
Diagram alir perancangan pompa sentrifugal secara umum adalah sebagai berikut :

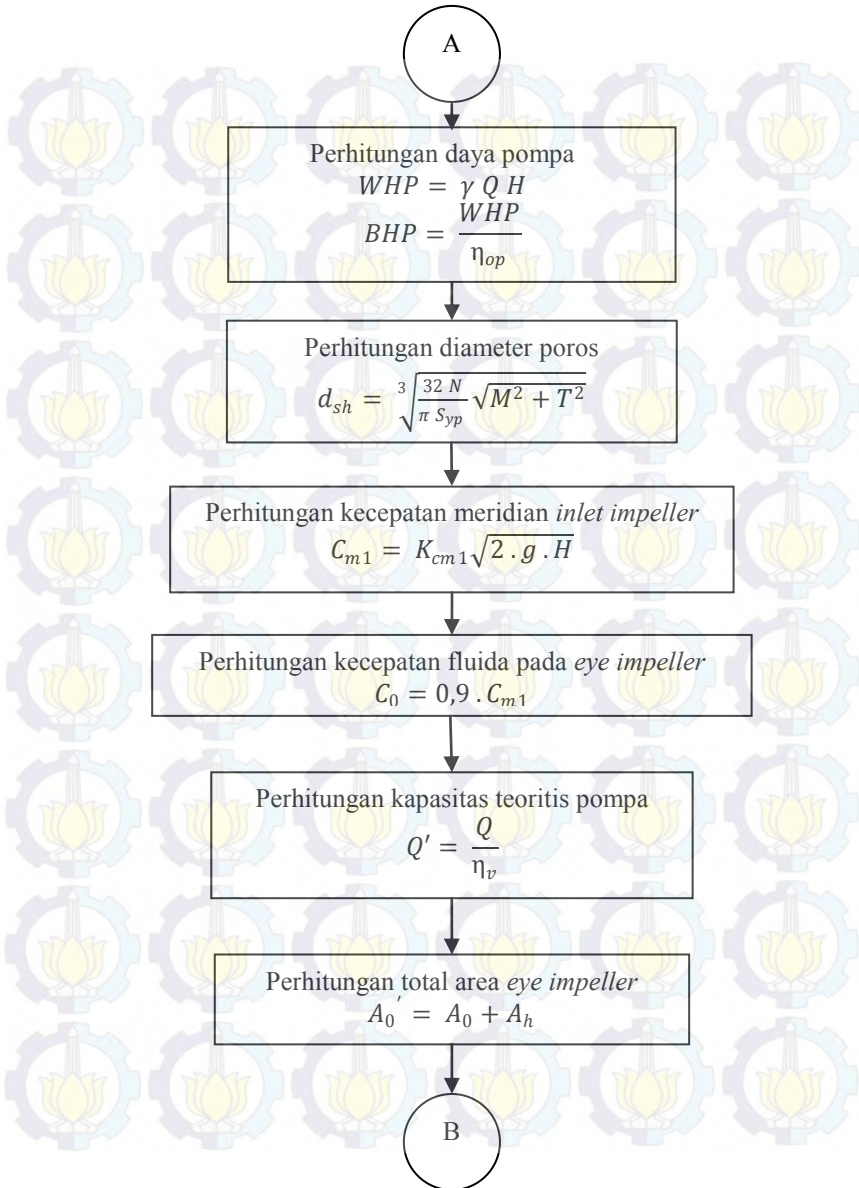


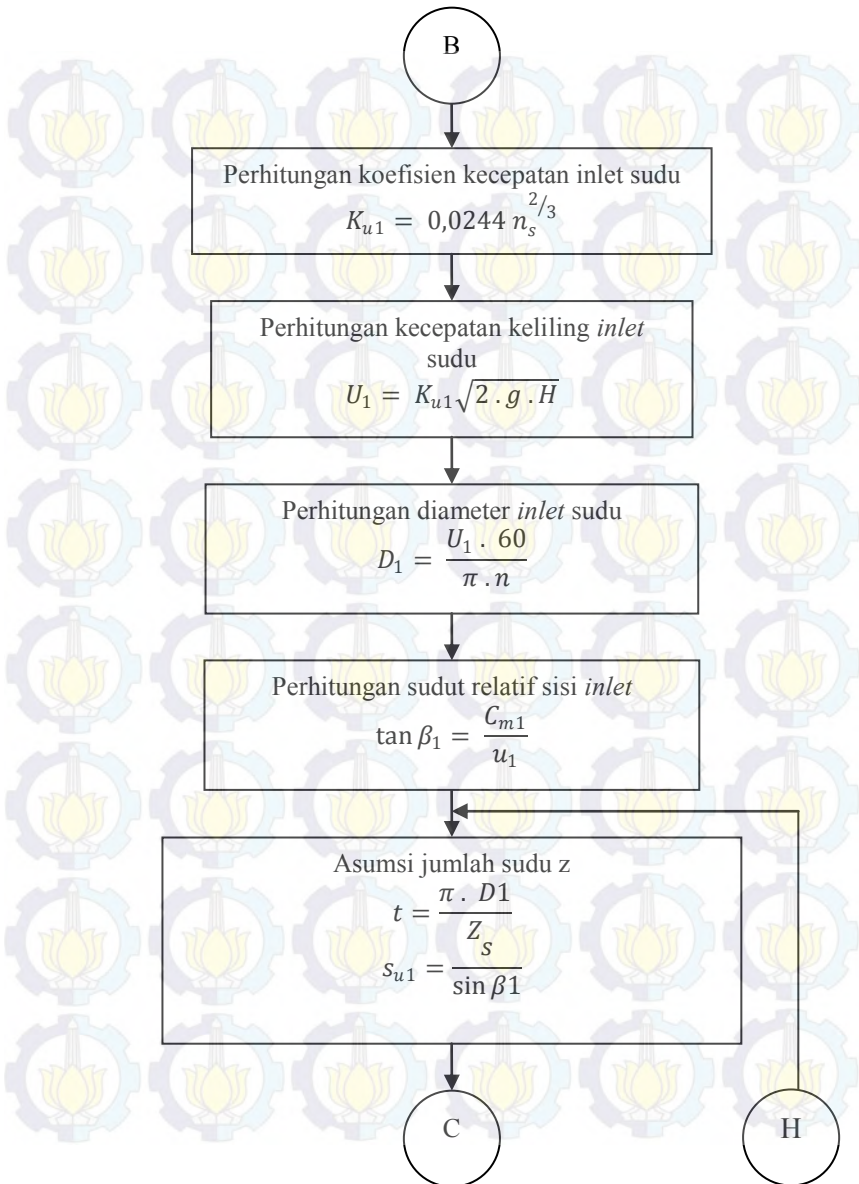
Gambar 3.1 Diagram Alir Perancangan Pompa Secara Umum

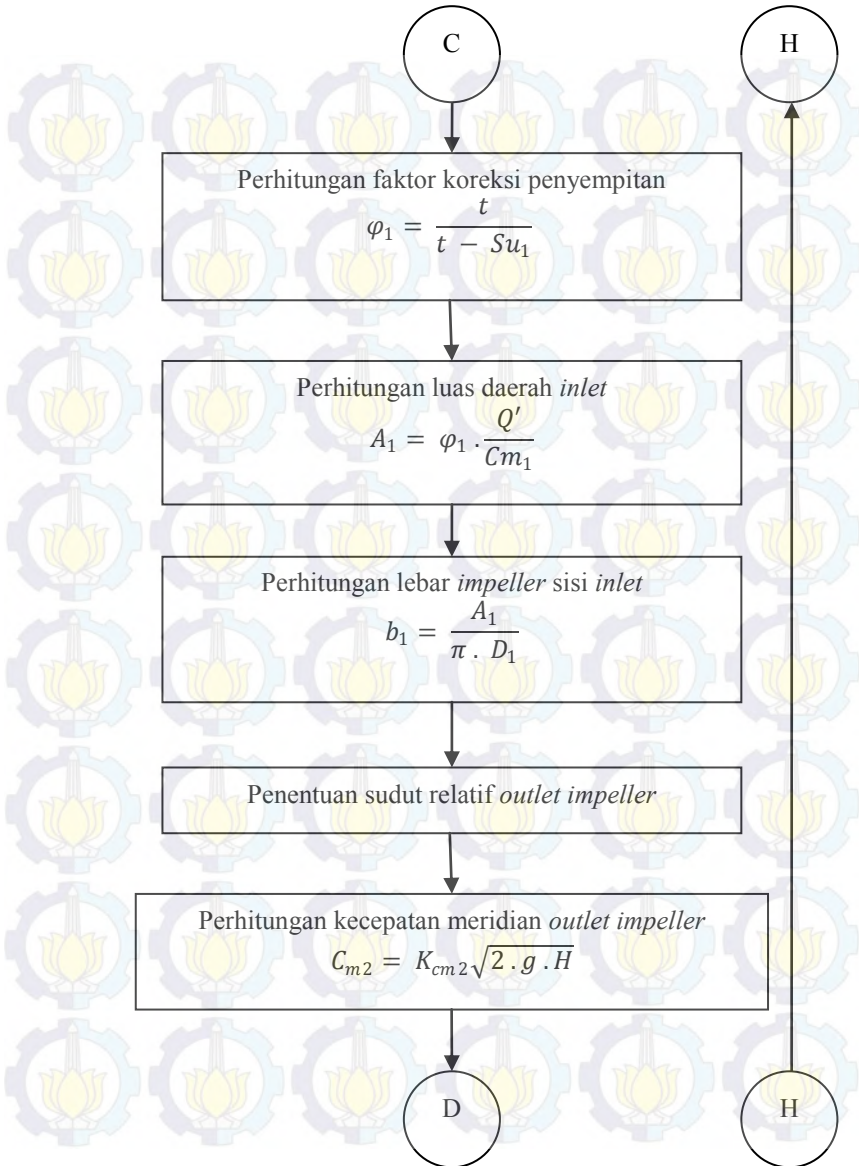


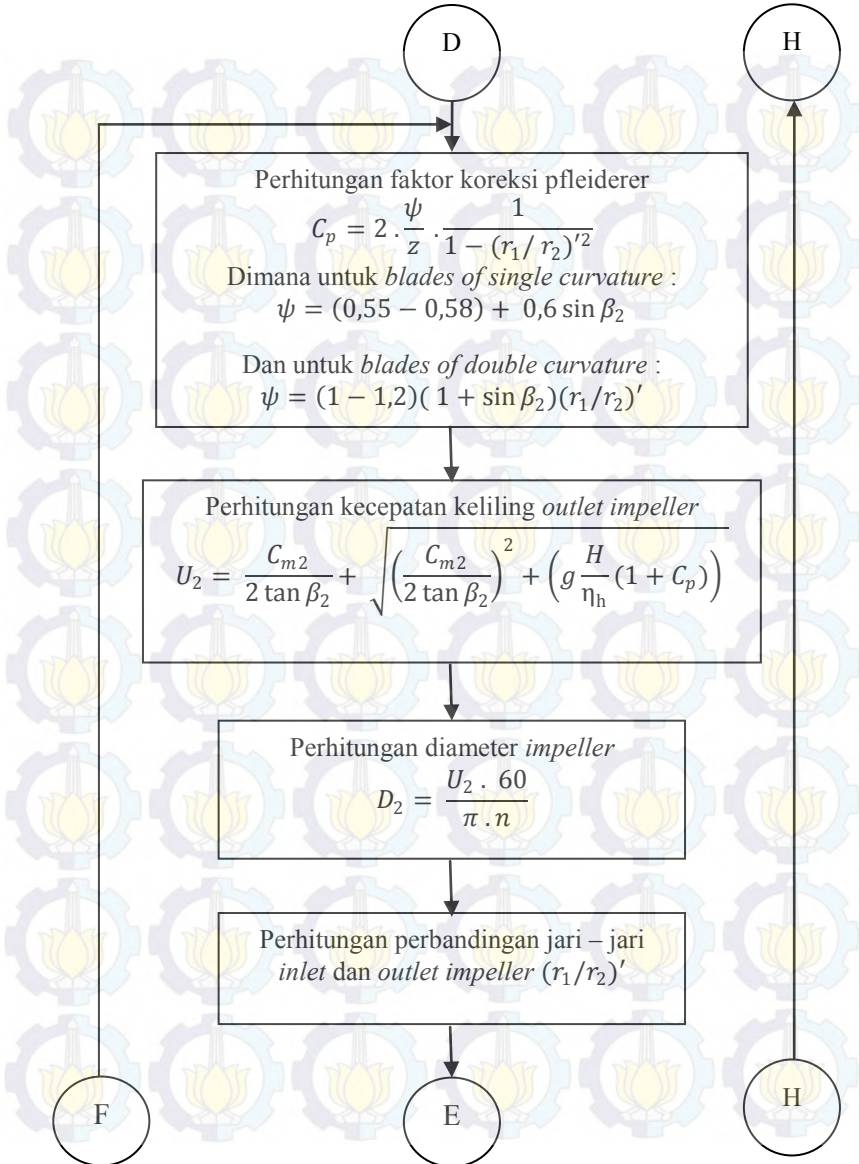
3.2.2 Diagram Alir Perancangan Impeller

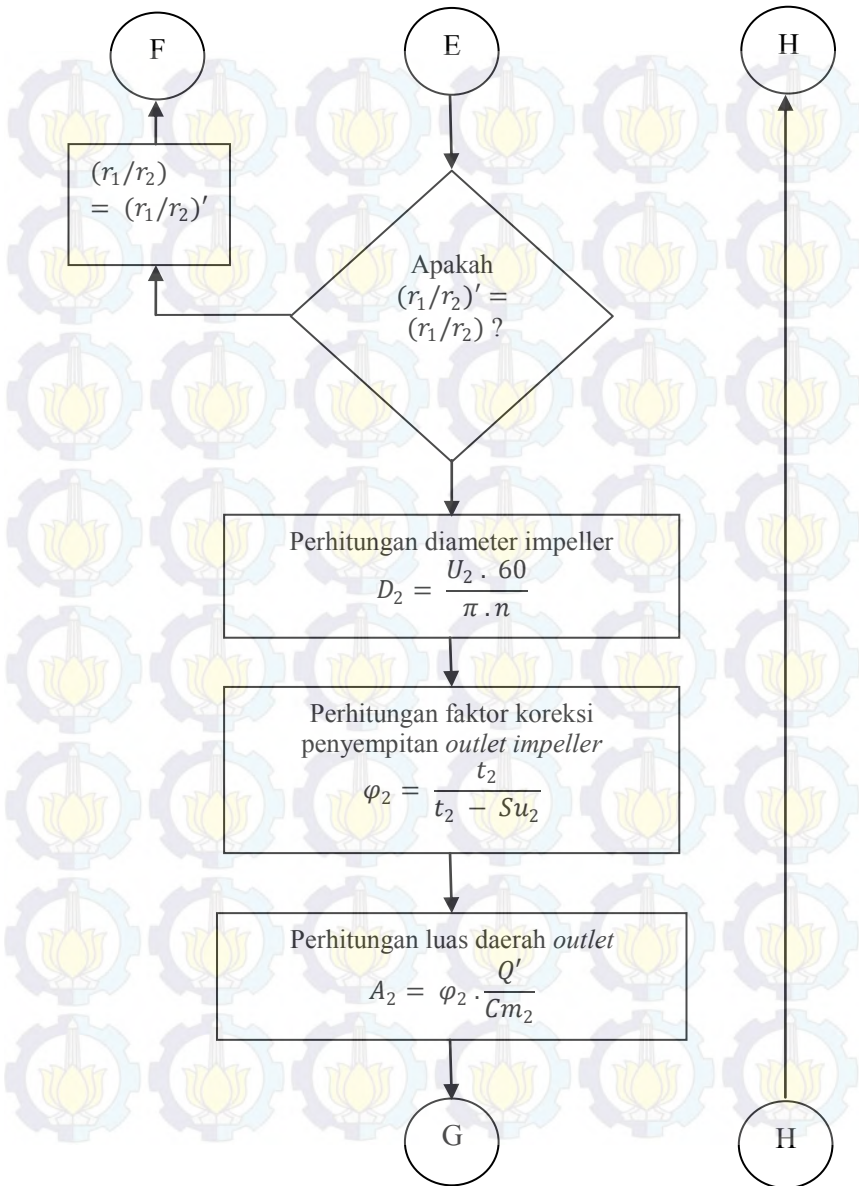


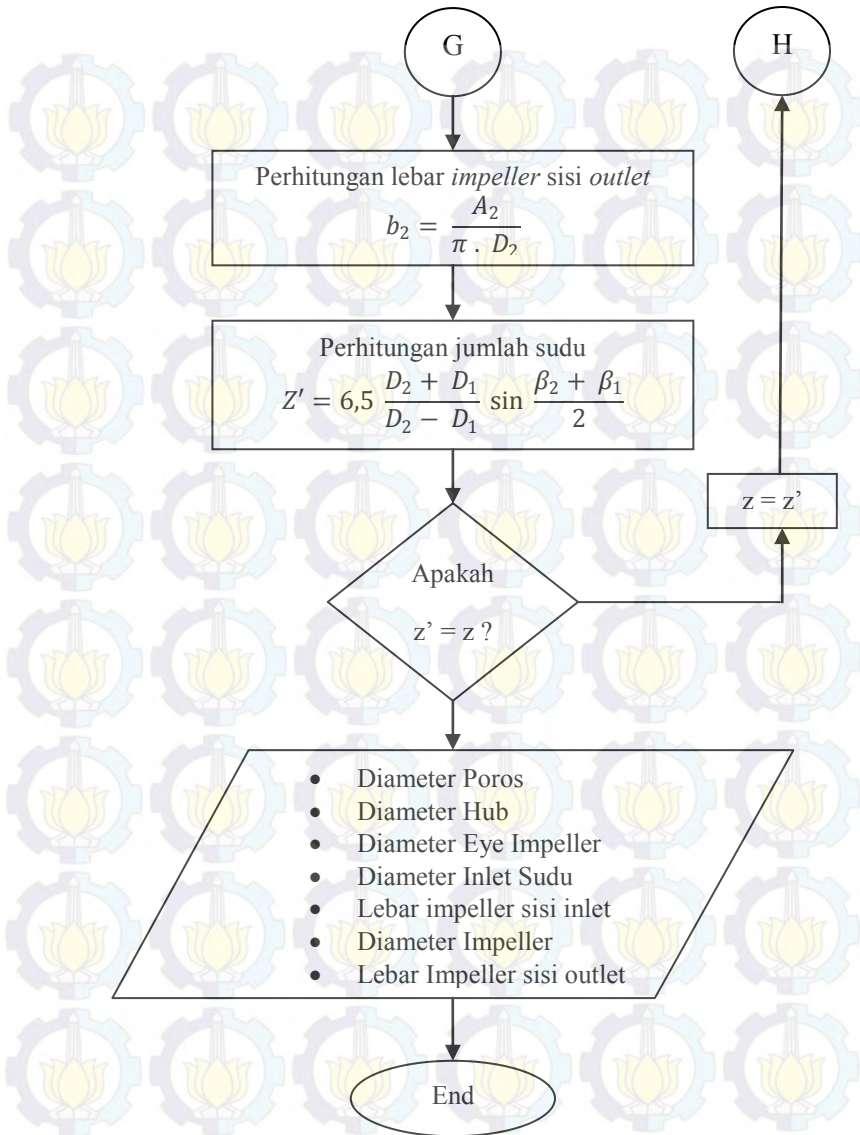












Gambar 3.2 Diagram Alir Perancangan Impeller



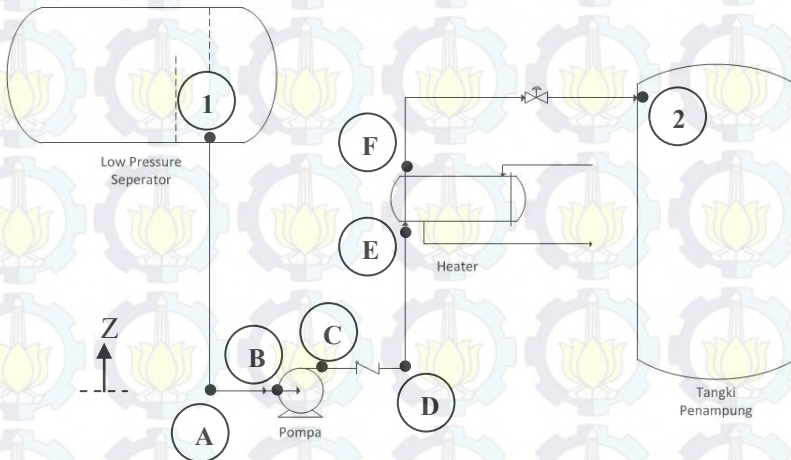
BAB IV

PERHITUNGAN DAN PERANCANGAN

4.1 Perhitungan Head

4.1.1 Sistem Perpipaan

Dalam menghitung kebutuhan *head* pompa, harus memperhatikan sistem perpipaan. Sistem perpipaan dari pompa yang akan dirancang ditunjukkan oleh gambar 4.1 berikut ini



- Section 1-A = NPS = 10" (Tabel 1, Lampiran 2)
- Section A-B = NPS = 8" (Tabel 2, Lampiran 2)
- Section C-D = NPS = 6" (Tabel 3, Lampiran 2)
- Section D-E = NPS = 8" (Tabel 4, Lampiran 2)
- Section F-2 = NPS = 8" (Tabel 5, Lampiran 2)

Gambar 4.1 Sistem Perpipaan

4.1.2 Perhitungan Head Pompa

Untuk menghitung besarnya *head* pompa yang dibutuhkan untuk menindahkan *crude oil* dari *low pressure*



separator (1) ke tangki penampung (2) digunakan persamaan 2.3 sebagai berikut

$$H_p = \left(\frac{p_2 - p_1}{\gamma} \right) + \left(\frac{\bar{v}_2^2 - \bar{v}_1^2}{2g} \right) + (z_2 - z_1) + \Sigma h_L$$

Sebelum menghitung *head* yang pompa yang dibutuhkan, terlebih dahulu menghitung *head loss* sistem perpipaan pada sisi *suction* dan *discharge* pompa.

4.1.2.1 Head Loss Mayor

Head loss mayor dihasilkan dari gesekan fluida dengan pipa lurus yang memiliki luas penampang konstan

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{\bar{v}^2}{2g}$$

- *Head Loss Mayor Suction*

Head loss mayor pada pipa *suction* terjadi sepanjang pipa lurus dari LP *Separator* sampai dengan *suction* pompa. Pipa *suction* pompa dibagi menjadi 2 bagian, yaitu section 1-A dengan panjang 15,6 m (LP *Separator* to *suction* tee) dan section A-B dengan panjang 2,4 m (*suction* tee to pump *suction*). Untuk menghitung *head loss*, terlebih dahulu menghitung bilangan Reynolds aliran pada pipa *suction* untuk mencari nilai *friction factor*.

Untuk pipa section 1-A dengan diameter dalam 0,2545 m dan panjang 15,6 m

$$\begin{aligned} V &= \frac{Q}{A} = \frac{0,0276 \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi}{4} (0,2545 m)^2} = 0,543 \frac{m}{s} \\ Re &= \frac{\rho \bar{v} D}{\mu} = \frac{SG \cdot \rho_{water} \cdot \bar{v} \cdot D}{\mu} \\ &= \frac{0,797 \cdot 999 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,543 \frac{m}{s} \cdot 0,2545 m}{0,00147 \frac{kg}{m s}} = 74901,86 \end{aligned}$$



$$\frac{e}{D} = \frac{0,045 \times 10^{-3} \text{ m}}{0,2545 \text{ m}} = 0,000177$$

Dengan menggunakan Reynolds number yang didapat dari perhitungan dan kekasaran relatif pipa, didapatkan nilai *friction factor* dari moody diagram sebesar 0,00196. Sehingga *head loss mayor* untuk pipa *section 1-A* dengan diameter dalam 0,2545 m adalah

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{\bar{v}^2}{2g} = 0,02 \frac{15,6 \text{ m}}{0,2545 \text{ m}} \frac{\left(0,543 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,018 \text{ m}$$

Kemudian dengan menggunakan langkah yang sama dilakukan perhitungan *head loss mayor* untuk pipa *section A-B* dengan diameter dalam 0,2027 m sebagai berikut

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0,0276 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\frac{\pi}{4} (0,2027 \text{ m})^2} = 0,856 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re = \frac{\rho \bar{v} D}{\mu} = \frac{0,797 \cdot 999 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,856 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,2027 \text{ m}}{0,00147 \frac{\text{kg}}{\text{m s}}} = 94043,04$$

$$\frac{e}{D} = \frac{0,045 \times 10^{-3} \text{ m}}{0,2027 \text{ m}} = 0,00022$$

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{\bar{v}^2}{2g} = 0,019 \frac{2,4 \text{ m}}{0,2027 \text{ m}} \frac{\left(0,856 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,0084 \text{ m}$$

- *Head Loss Mayor Discharge*

Head loss mayor pada pipa *discharge* terjadi di sepanjang pipa lurus dari *discharge* pompa sampai dengan tangki penampung. Pipa *discharge* dibagi menjadi 3 bagian, yaitu



section C-D dengan panjang 2,8 m (*pump discharge to discharge tee*), section D-E dengan panjang 24,15 m (*discharge tee to heater*) dan section F-2 (*heater to tank*) dengan panjang 43,05 m. Perhitungan *head loss mayor* untuk pipa *discharge* sebagai berikut.

Untuk pipa section C-D dengan diameter dalam 0,1541 m dan panjang 2,8 m

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0,0276 \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi}{4} (0,1541 m)^2} = 1,480 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{\rho \bar{v} D}{\mu} = \frac{0,797 \cdot 999 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,480 \frac{m}{s} \cdot 0,1541 m}{0,00147 \frac{kg}{m s}} = 123702,3$$

$$\frac{e}{D} = \frac{0,045 \times 10^{-3} m}{0,1541 m} = 0,00029$$

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{\bar{v}^2}{2g} = 0,0186 \frac{2,8 m}{0,1541 m} \frac{\left(1,480 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} = 0,0377 m$$

Untuk pipa section D-E dengan diameter dalam 0,2027 m dan panjang 24,15 m

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0,0276 \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi}{4} (0,2027 m)^2} = 0,856 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{\rho \bar{v} D}{\mu} = \frac{0,797 \cdot 999 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,856 \frac{m}{s} \cdot 0,2027 m}{0,00147 \frac{kg}{m s}} = 94043,04$$



$$\frac{e}{D} = \frac{0,045 \times 10^{-3} \text{ m}}{0,2027 \text{ m}} = 0,00022$$

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{\bar{v}^2}{2g} = 0,019 \frac{24,15 \text{ m}}{0,2027 \text{ m}} \frac{\left(0,856 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,084 \text{ m}$$

Heater yang terdapat pada saluran *discharge* pompa digunakan untuk memanaskan cairan pada sisi *shell*, sedangkan *crude oil* yang disalurkan ke tangki penampung melewati sisi *tube* dari *heater*, sehingga temperatur *crude oil* turun, hal itu menyebabkan viskositas *crude oil* naik dari nilai 0,00147 kg/m.s menjadi 0,001732 kg/m.s. Sehingga perhitungan *head loss mayor* untuk pipa *section* F-2 dengan diameter dalam 0,2027 m dan panjang 43,05 m sebagai berikut

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0,0276 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\frac{\pi}{4} (0,2027 \text{ m})^2} = 0,856 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re = \frac{\rho \bar{v} D}{\mu} = \frac{0,797 \cdot 999 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,856 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,2027 \text{ m}}{0,001732 \frac{\text{kg}}{\text{m s}}} = 79817,13$$

$$\frac{e}{D} = \frac{0,045 \times 10^{-3} \text{ m}}{0,2027 \text{ m}} = 0,00022$$

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{\bar{v}^2}{2g} = 0,0195 \frac{43,05 \text{ m}}{0,2027 \text{ m}} \frac{\left(0,856 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,155 \text{ m}$$

4.1.2.2 Head Loss Minor

Head loss minor disebabkan karena adanya gangguan aliran pada *fitting* yang ada dalam sistem perpipaan. Besarnya



head loss minor dapat dihitung menggunakan persamaan 2.5 sebagai berikut

$$h_{lm} = K \frac{\bar{v}^2}{2g} = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{v}^2}{2g}$$

Nilai *ekivalent length* dari setiap *fitting* didapat dari tabel 7 lampiran 3 dengan kondisi semua *valve* pada posisi *fully open*.

- *Head Loss Minor Suction*

Untuk pipa *section* 1-A dengan NPS 10 inch dan panjang 15,6 m, terdapat *fitting* dengan masing-masing *equivalent length* seperti terdapat pada tabel 4.1 sebagai berikut

Tabel 4.1 *Fitting* pada Pipa *Section* 1-A dengan NPS 10 Inch

| No | <i>Fitting</i> | L_e (ft) | L_e (m) | <i>Quantity</i> | Total (m) |
|----|---------------------------|---------------|--------------|-----------------|--------------|
| 1 | <i>Ball valve</i> | 7 | 2,1336 | 2 | 4,2672 |
| 2 | <i>Short radius elbow</i> | 18 | 5,4864 | 3 | 16,4592 |
| 3 | <i>Branch off tee</i> | 47 | 14,3256 | 1 | 14,3256 |
| | | | | | 35,052 |

$$h_{lm} = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{v}^2}{2g} = 0,0196 \frac{35,052 \text{ m}}{0,2545 \text{ m}} \frac{\left(0,543 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,041 \text{ m}$$

Untuk pipa *section* A-B dengan NPS 8 inch dan panjang 2,4 m, terdapat *fitting* dan nilai *equivalent length* seperti terdapat pada tabel 4.2 berikut

**Tabel 4.2** *Fitting pada Pipa Pipa Section A-B dengan NPS 8 Inch*

| No | Fitting | L_e (ft) | L_e (m) | Quantity | Total (m) |
|----|--------------------|---------------|--------------|----------|--------------|
| 1 | Short radius elbow | 15 | 4,572 | 2 | 9,144 |
| 2 | Ball valve | 6 | 1,83 | 1 | 1,83 |
| | | | | | 10,97 |

$$h_{lm} = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{v}^2}{2g} = 0,019 \frac{10,97 \text{ m}}{0,2027 \text{ m}} \frac{\left(0,856 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,038 \text{ m}$$

Pada pipa section A-B terdapat *strainer* dengan *head loss* sebesar 0,904 m, sehingga besarnya *head loss minor* pada section A-B adalah 0,942 m.

- *Head Loss Minor Discharge*

Untuk pipa section C-D dengan NPS 6 inch dan panjang 2,8 m, terdapat *fitting* dengan nilai *equivalent length* seperti terdapat pada tabel 4.3 sebagai berikut

Tabel 4.3 *Fitting pada Pipa Section C-D dengan NPS 6 Inch*

| No | Fitting | L_e (ft) | L_e (m) | Quantity | Total (m) |
|----|--------------------|---------------|--------------|----------|--------------|
| 1 | Check valve | 48 | 14,63 | 1 | 14,63 |
| 2 | Ball valve | 4 | 1,22 | 1 | 1,22 |
| 3 | Short radius elbow | 11 | 3,35 | 2 | 6,70 |
| | | | | | 22,55 |

$$h_{lm} = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{v}^2}{2g} = 0,0186 \frac{22,55 \text{ m}}{0,1541 \text{ m}} \frac{\left(1,48 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,3036 \text{ m}$$



Untuk pipa *section* D-E dengan NPS 8 inch dan panjang 24,15 m, terdapat *fitting* dengan masing- masing nilai *equivalent length* seperti terdapat pada tabel 4.4 sebagai berikut

Tabel 4.4 *Fitting* pada Pipa Pipa *Section* D-E dengan NPS 8 Inch

| No | <i>Fitting</i> | L_e (ft) | L_e (m) | <i>Quantity</i> | Total (m) |
|----|------------------------------------|---------------|--------------|-----------------|--------------|
| 1 | <i>Ball valve</i> | 6 | 1,83 | 1 | 1,83 |
| 2 | <i>Short radius elbow</i> | 15 | 4,57 | 3 | 13,716 |
| 3 | <i>Branch off tee</i> | 37 | 11,28 | 1 | 11,28 |
| 4 | <i>Standard reducer (8" to 6")</i> | 2 | 0,61 | 1 | 0,61 |
| | | | | | 27,43 |

$$h_{lm} = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{v}^2}{2g} = 0,019 \frac{27,43 \text{ m}}{0,2027 \text{ m}} \frac{\left(0,856 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,096 \text{ m}$$

Pada pipa *section* D-E terdapat *coriolis flow meter* dengan *head loss* yang didapatkan dari tabel 15 lampiran 3 sebesar 0,192 m dan diantara pipa *section* D-E dengan pipa *section* F-2 terdapat *heater* dengan *head loss* sebesar 8,82 m. Sehingga *head loss minor* pada *section* D-E adalah sebesar 9,1 m.

Untuk pipa *section* F-2 dengan NPS 8 inch dan panjang 43,05 m, terdapat *fitting* dengan masing- masing nilai *equivalent length* seperti terdapat pada tabel 4.5 sebagai berikut

**Tabel 4.5** *Fitting pada Pipa Pipa Section F-2 dengan NPS 8 Inch*

| No | Fitting | L_e (ft) | L_e (m) | Quantity | Total (m) |
|----|--------------------------------|---------------|--------------|----------|--------------|
| 1 | Ball valve | 6 | 1,83 | 6 | 10,97 |
| 2 | Check valve | 64 | 19,5072 | 1 | 19,5072 |
| 3 | Short radius elbow | 15 | 4,57 | 3 | 13,716 |
| 4 | 45° elbow | 6 | 1,83 | 3 | 5,49 |
| 5 | Branch off tee | 37 | 11,28 | 3 | 33,83 |
| 6 | Standard reducer (6" to 8") | 5 | 1,524 | 1 | 1,524 |
| 7 | Standard reducer (8" to 4") | 5 | 1,524 | 1 | 1,524 |
| 8 | Standard reducer (4" to 8") | 19 | 5,79 | 1 | 5,79 |
| | | | | | 92,35 |

$$h_{lm} = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{v}^2}{2g} = 0,019 \frac{92,35 \text{ m}}{0,2027 \text{ m}} \frac{\left(0,856 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,333 \text{ m}$$

Pada pipa section F-2 terdapat *coriolis flow meter* dengan *head loss* sebesar 0,192 m dan *control valve* dengan *head loss* sebesar 13,23 m. Sehingga *head loss minor* pada section F-2 adalah sebesar 13,75 m

Total *head loss* pada sistem perpipaan merupakan penjumlahan dari *head loss mayor* dan *head loss minor* seperti dalam perhitungan sebagai berikut

$$\Sigma h_L = h_l + h_{lm}$$

$$\Sigma h_L = (0,018 + 0,0084 + 0,0377 + 0,085 + 0,155) \text{ m} \\ + (0,041 + 0,94 + 0,304 + 9,1 + 13,75) \text{ m}$$



$$\Sigma h_L = 24,45 \text{ m}$$

Pada perhitungan *head loss*, ditambahkan margin sebesar 30% untuk mengatasi kemungkinan terjadinya *fouling* pada sistem perpipaan, sehingga total *head loss* pada sistem perpipaan adalah sebesar 31,785 m. Kemudian, langkah selanjutnya adalah menghitung besarnya *head* pompa yang dibutuhkan

$$H_p = \left(\frac{2514000 \frac{N}{m^2} - 135473,8 \frac{N}{m^2}}{0,797 \cdot 999 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m^2}{s}} \right) + \left(\frac{\left(0,856 \frac{m}{s}\right)^2 - \left(0,543 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{m^2}{s}} \right) + (14 - 10,4) m + 31,785 m$$

$$H_p = 339,7 \text{ m}$$

Karena *head* hasil perhitungan ulang lebih kecil dari *head* hasil perhitungan PHE WMO, maka untuk perancangan pompa digunakan *head* pompa yang ditetapkan oleh PHE WMO sebesar 340,15 m atau 1116 ft.

4.1.3 Perhitungan NPSH_a Sistem

Untuk merancang pompa yang sesuai dengan kebutuhan sistem, diperlukan perhitungan NPSH_a sistem untuk mengetahui adanya kemungkinan terjadinya kavitasi pada pompa. NPSH_a dari sistem dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$NPSH_a = \frac{p_1 - p_{vp}}{\gamma} + Z_1 - \Sigma h_{ls}$$

$$NPSH_a = \left(\frac{135473,8 \frac{N}{m^2} - 136033,56 \frac{N}{m^2}}{0,797 \cdot 999 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m^2}{s}} \right) + 10,4 m - (0,018 + 0,0084 + 0,04 + 0,942)$$

$$NPSH_a = 9,319 m$$



4.2 Perancangan *Impeller*

4.2.1 Perhitungan *Specific speed*

Dari data yang telah didapatkan, dilakukan perhitungan *specific speed* pompa untuk menentukan tipe *impeller* yang akan digunakan, dengan menggunakan persamaan 2.1

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H_1^{0,75}}$$

Dimana pompa yang dirancang terdiri dari 3 *stage*, sehingga

$$n_s = \frac{3000 \text{ rpm} \sqrt{438 \text{ GPM}}}{\left(\frac{1116 \text{ ft}}{3}\right)^{0,75}} = 741,22$$

Dengan nilai *specific speed* yang didapat dari perhitungan, maka dipilih *impeller* yang akan digunakan berdasarkan gambar 2.5, yaitu *impeller* tipe radial.

4.2.2 Perhitungan Daya Efektif Pompa (η_{op})

Besarnya daya efektif pompa dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut

$$WHP = \gamma Q H$$

$$WHP = SG_{Crude\ Oil} \cdot \rho_{air} \cdot g \cdot Q \cdot H$$

$$WHP = 0,797 \cdot 999 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 0,0276 \frac{m^3}{s} \cdot 340,15 \text{ m}$$

$$WHP = 73501,59 \text{ Watt}$$

4.2.3 Perhitungan Total Effisiensi Pompa (η_{op})

Total effisiensi pompa diperoleh dari perkalian antara effisiensi hidrolis, effisiensi volumetris dan effisiensi mekanis. Nilai dari masing masing effisiensi tersebut diperoleh dari gambar 2.8, 2.9 dan 2.10.

Nilai effisiensi yang diperoleh sebagai fungsi dari debit dan *specific speed* adalah $\eta_h = 0,83$; $\eta_v = 0,96$; $\eta_m = 0,98$. Sehingga besarnya total effisiensi pompa adalah



$$\eta_{op} = \eta_h \eta_v \eta_m = 0,83 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 0,781$$

4.2.4 Perhitungan Daya Poros Pompa

Besarnya daya poros pompa dihitung dengan menggunakan persamaan 2.13 sebagai berikut

$$BHP = \frac{WHP}{\eta_{op}} = \frac{73501,59 \text{ Watt}}{0,781} = 94128,55 \text{ Watt}$$

$$BHP = 126,177 \text{ HP}$$

4.2.5 Perhitungan Diameter Poros Minimum Acuan Pompa

Diameter poros yang dirancang berdasarkan tegangan yang terjadi pada poros. Untuk perhitungan awal yang digunakan sebagai asumsi awal diameter poros, diasumsikan tegangan yang terjadi pada poros hanya diakibatkan oleh torsi dan besarnya momen bending sama dengan nol, sehingga besarnya diameter poros dapat dihitung menggunakan persamaan 2.22 sebagai berikut

$$\frac{0,5 \cdot S_{yp}}{N} = \sqrt{\left(\frac{16 M}{\pi d_{sh}^3}\right)^2 + \left(\frac{16 T}{\pi d_{sh}^3}\right)^2}$$

$$\frac{0,5 \cdot S_{yp}}{N} = \frac{16 T}{\pi d_{sh}^3}$$

$$d_{sh} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T \cdot N}{0,5 \cdot S_{yp}}}$$

Dimana,

$$T = \frac{63000 \cdot HP}{n}$$

$$T = \frac{63000 \cdot 126,177 \text{ HP}}{3000}$$

$$T = 2649,731 \text{ lb.in}$$

Material yang dipakai untuk poros adalah Carbon Steel AISI 1040 sesuai dengan standar API 610 dengan *tensile strength* sebesar 62.000 psi, sehingga



$$d_{sh} = \sqrt[3]{\frac{16.2649,731 \cdot 3,75}{0,5 \cdot 62.000}}$$
$$d_{sh} = 1,776 \text{ in}$$
$$d_{sh} = 0,029 \text{ m}$$

Dari diameter poros minimum acuan yang didapat, dilakukan perhitungan diameter hub pompa

$$d_{hub} = 1,6 \cdot d_{sh} = 1,6 \cdot 0,029 = 0,048 \text{ m}$$

4.2.6 Perhitungan Komponen *Inlet Impeller*

Langkah pertama dalam merancang *impeller* adalah menghitung komponen kecepatan *inlet impeller* untuk menghitung luas daerah *inlet* yang dibutuhkan. Yang pertama adalah menghitung kecepatan meridian fluida C_{m1} yang dapat dicari menggunakan persamaan 2.25 sebagai berikut

$$C_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

Dimana K_{cm1} dan K_{cm2} merupakan fungsi dari *specific speed* yang besarnya didapat dari gambar 2.11, yaitu 0,12. Sehingga besarnya kecepatan meridian fluida pada bagian *inlet impeller* adalah

$$C_{m1} = 0,12 \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 113,386 \text{ m}}$$
$$C_{m1} = 5,659 \text{ m/s}$$

Setelah menghitung kecepatan meridian fluida, langkah selanjutnya adalah menghitung kecepatan fluida masuk *impeller* C_0 , yang besarnya

$$C_0 = 0,9 \cdot C_{m1} = 0,9 \cdot 5,659 \frac{m}{s} = 5,094 \frac{m}{s}$$

Kemudian menghitung besarnya kapasitas teoritis pompa, dengan menggunakan persamaan 2.15



$$Q_t = \frac{Q}{\eta_v} = \frac{0,0276 \frac{m^3}{s}}{0,96} = 0,0288 \frac{m^3}{s}$$

Setelah didapatkan besarnya kapasitas teoritis pompa, selanjutnya adalah menghitung *eye impeller free area*, hub area dan *total area eye impeller*

$$A_0 = \frac{Q_t}{C_0} = \frac{0,0288 \frac{m^3}{s}}{5,094 \frac{m}{s}} = 0,00565 m^2$$

$$A_h = \frac{\pi}{4} D_h^2 = \frac{\pi}{4} (0,048 m)^2 = 0,0018 m^2$$

$$A'_0 = A_0 + A_h = 0,00565 m^2 + 0,0018 m^2 = 0,00745 m^2$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 A'_0}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00745 m^2}{\pi}} = 0,0974 m$$

Langkah selanjutnya dalam menghitung komponen *inlet impeller* adalah menghitung kecepatan keliling *inlet* sudu untuk menentukan diameter *inlet* sudu, sudut relatif sisi *inlet*, dan tebal sudu pada sisi *inlet*. Kecepatan keliling *inlet* sudu dapat dihitung menggunakan persamaan 2.32, dengan terlebih dahulu menghitung koefisien kecepatan keliling sisi *inlet* dengan menggunakan persamaan 2.33 sebagai berikut

$$K_{u1} = 0,0244 n_s^{2/3} = 0,0244 \cdot 46,79 = 0,3168$$

$$U_1 = K_{u1} \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = 0,3168 \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 113,385 m} = 14,94 m/s$$

Setelah didapatkan kecepatan keliling *inlet* sudu, maka diameter *inlet* sudu dan sudut relatif sisi *inlet* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.45 dan 2.35

$$D_1 = \frac{U_1 \cdot 60}{\pi \cdot n} = \frac{14,94 \frac{m}{s} \cdot 60}{\pi \cdot 3000 rpm} = 0,0952 m$$



$$\tan \beta_1 = \frac{C_{m1}}{u_1} = \frac{5,659 \text{ m/s}}{14,94 \text{ m/s}} = 0,378$$

$$\beta_1 = \arctan 0,378 = 20,75^\circ$$

Kemudian menghitung faktor koreksi penyempitan untuk menghitung luas daerah *inlet*, dengan menggunakan persamaan 2.36

$$\varphi_1 = \frac{t}{t - Su_1}$$

Untuk menghitung faktor koreksi penyempitan, dilakukan asumsi awal jumlah sudu (z). Asumsi awal jumlah sudu yang digunakan adalah 6 dan tebal sudu 5,2 mm

$$t = \frac{\pi \cdot D_1}{Z} = \frac{\pi \cdot 0,0952 \text{ m}}{6} = 0,0498 \text{ m}$$

$$s_{u1} = \frac{s}{\sin \beta_1} = \frac{s}{\sin 20,75} = \frac{0,0052}{\sin 20,75} = 0,0147 \text{ m}$$

Sehingga besarnya faktor koreksi penyempitan dan luas daerah *inlet* adalah sebagai berikut

$$\varphi_1 = \frac{0,0498 \text{ m}}{0,0498 \text{ m} - 0,0147 \text{ m}} = 1,419$$

$$A_1 = \varphi_1 \cdot \frac{Q_t}{C_{m1}} = 1,419 \cdot \frac{0,0288 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{5,659 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0,00722 \text{ m}^2$$

Untuk menghitung tebal sudu pada sisi *inlet*, digunakan persamaan 2.38 sebagai berikut

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi \cdot D_1} = \frac{0,00722 \text{ m}^2}{\pi \cdot 0,0952 \text{ m}} = 0,0241 \text{ m}$$

4.2.7 Perhitungan Komponen Outlet Impeller

Perhitungan komponen *outlet impeller* diawali dengan perhitungan kecepatan meridian *impeller* pada sisi *outlet*



$$C_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = 0.09 \sqrt{2 \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot 113,386 m}$$

$$= 4,245 \frac{m}{s}$$

Kemudian menentukan sudut relatif *outlet* sudu yang akan digunakan. Dengan didasarkan pada hasil penelitian yang telah dilakukan oleh Li (2009) maka ditentukan sudut relatif *outlet* sudu yang digunakan adalah 25° .

Langkah selanjutnya adalah menghitung faktor koreksi Pfleiderer dengan menggunakan persamaan 2.41 sebagai berikut

$$C_p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2}$$

Dimana faktor koreksi bentuk *impeller* (ψ) didapatkan dari persamaan 2.42 dan asumsi perbandingan jari – jari *inlet* dan *outlet* sudu ditentukan sebesar 0,333

$$\psi = (0,55 - 0,58) + 0,6 \sin \beta_2 = 0,55 + 0,6 \sin 25^\circ$$

$$= 0,8035$$

Sehingga besarnya faktor koreksi Pfleiderer adalah

$$C_p = 2 \cdot \frac{0,8035}{6} \cdot \frac{1}{1 - (0,333)^2} = 0,3013$$

Kemudian menghitung kecepatan keliling sisi *outlet* dan diameter *outlet impeller*

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{m2}}{2 \tan \beta_2} \right)^2 + \left(g \frac{H}{\eta_h} (1 + C_p) \right)}$$

$$U_2 = \frac{4,245 \frac{m}{s}}{2 \tan 25^\circ} + \sqrt{\left(\frac{4,245 \frac{m}{s}}{2 \tan 25^\circ} \right)^2 + \left(9,81 \frac{m}{s^2} \frac{113,386 m}{0,83} (1 + 0,3013) \right)}$$

$$U_2 = 46,562 \frac{m}{s}$$



$$D_2 = \frac{U_2 \cdot 60}{\pi \cdot n} = \frac{46,562 \frac{m}{s} \cdot 60}{\pi \cdot 3000 \text{ rpm}} = 0,2966 \text{ m}$$

Setelah didapatkan diameter *inlet* dan *outlet impeller*, maka dilakukan pengecekan asumsi perbandingan jari – jari *inlet* dan *outlet* sudu

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{0,0952 \text{ m}}{0,2966 \text{ m}} = 0,321$$

Karena terdapat perbedaan nilai antara perbandingan jari – jari asumsi dan aktual, maka dilakukan perhitungan ulang faktor koreksi Pfleiderer

$$C_p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2}$$
$$C_p = 2 \cdot \frac{0,8035}{6} \cdot \frac{1}{1 - (0,321)^2} = 0,299$$

Sehingga besarnya kecepatan keliling pada sisi *outlet* adalah

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{m2}}{2 \tan \beta_2}\right)^2 + \left(g \frac{H}{\eta_h} (1 + C_p)\right)}$$
$$U_2 = \frac{4,245 \frac{m}{s}}{2 \tan 25^\circ} + \sqrt{\left(\frac{4,245 \frac{m}{s}}{2 \tan 25^\circ}\right)^2 + \left(9,81 \frac{m}{s^2} \frac{113,386 \text{ m}}{0,83} (1 + 0,299)\right)}$$
$$U_2 = 46,5188 \frac{m}{s}$$

Langkah terakhir dari perhitungan komponen *outlet impeller* adalah perhitungan diameter *outlet* sudu, luas daerah *outlet* dan tebal sudu pada sisi *outlet*

$$D_2 = \frac{U_2 \cdot 60}{\pi \cdot n} = \frac{46,5188 \frac{m}{s} \cdot 60}{\pi \cdot 3000 \text{ rpm}} = 0,2963 \text{ m}$$



$$t = \frac{\pi \cdot D_2}{Z \cdot s} = \frac{\pi \cdot 0,2963 \text{ m}}{6} = 0,155 \text{ m}$$

$$s_{u2} = \frac{s}{\sin \beta_2} = \frac{s}{\sin \beta_2} = \frac{0,0052}{\sin 25^\circ} = 0,0123 \text{ m}$$

$$\varphi_2 = \frac{t}{t - s_{u2}} = \frac{0,1529 \text{ m}}{0,1529 \text{ m} - 0,0123 \text{ m}} = 1,086$$

$$A_2 = \varphi_2 \cdot \frac{Q_t}{C_{m2}} = 1,086 \cdot \frac{0,0288 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{4,245 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0,007367 \text{ m}^2$$

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi \cdot D_2} = \frac{0,007367 \text{ m}^2}{\pi \cdot 0,2963 \text{ m}} = 0,0079 \text{ m}$$

4.2.8 Pengecekan Jumlah Sudu

Setelah didapatkan geometri *impeller*, diperlukan pengecekan jumlah sudu dengan menggunakan persamaan 2.48 sebagai berikut

$$Z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_2 + \beta_1}{2}$$

$$Z = 6,5 \frac{0,2963 \text{ m} + 0,0952 \text{ m}}{0,2963 \text{ m} - 0,0952 \text{ m}} \sin \frac{25^\circ + 20,75^\circ}{2}$$

$$Z = 4,91 \approx 5$$

Karena terdapat perbedaan nilai antara jumlah sudu asumsi dan jumlah sudu aktual, maka dilakukan perhitungan ulang mulai dari faktor koreksi penyempitan pada sisi *inlet* sampai dengan tebal *impeller* pada sisi *outlet*. Sehingga didapatkan hasil sebagai berikut

$$A_1 = 0,00675 \text{ m}^2$$

$$b_1 = 0,0226 \text{ m}$$

$$C_{m2} = 4,244 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\psi = 0,8035$$

$$C_p = 0,3578$$



$$U_2 = 47,438 \frac{m}{s}$$

$$D_2 = 0,3022 m$$

$$\varphi_2 = 1,0695$$

$$A_2 = 0,007252 m^2$$

$$b_1 = 0,0076 m$$

4.2.9 Perancangan Sudu dengan Menggunakan Metode *Single Curvature*

Setelah didapatkan geometri *impeller* berupa diameter, tebal sudu, dan sudut relatif, langkah selanjutnya adalah merancang kelengkungan sudu. Terdapat 3 metode yang dapat digunakan untuk merancang kelengkungan sudu, yaitu *circular arc method*, *point by point method* dan *conformal representation method*. Dalam perancangan pompa sentrifugal ini, metode yang digunakan adalah *point by point method* yaitu dengan membagi panjang sudu menjadi 12 segmen. Tabel 4.6 berikut merupakan hasil perhitungan dengan menggunakan *point by point method*.

Tabel 4.6 Perhitungan Menggunakan Metode *Point to Point*

| Point | r | Δr | cm | w | $\sin \beta$ | β | r tan β | $B = 1/(r \tan \beta)$ | $\Delta a = \Delta r \times (B_n + B_{n-1})/2$ | $\Sigma \Delta a$ | θ |
|-------|--------|------------|--------|---------|--------------|---------|---------------|------------------------|--|-------------------|----------|
| | m | m | m/s | m/s | | Radian | | | | | Derajat |
| 1 | 0.0476 | 0.0000 | 5.6599 | 15.9794 | 0.3542 | 0.3621 | 0.0180 | 55.4778 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 |
| 2 | 0.0562 | 0.0086 | 5.5420 | 15.4852 | 0.3579 | 0.3660 | 0.0215 | 46.4128 | 0.4394 | 0.4394 | 25.1858 |
| 3 | 0.0648 | 0.0086 | 5.4241 | 14.9910 | 0.3618 | 0.3702 | 0.0252 | 39.7376 | 0.3715 | 0.8108 | 46.4809 |
| 4 | 0.0735 | 0.0086 | 5.3062 | 14.4968 | 0.3660 | 0.3747 | 0.0289 | 34.6092 | 0.3206 | 1.1314 | 64.8583 |
| 5 | 0.0821 | 0.0086 | 5.1883 | 14.0027 | 0.3705 | 0.3796 | 0.0327 | 30.5387 | 0.2809 | 1.4123 | 80.9618 |
| 6 | 0.0907 | 0.0086 | 5.0704 | 13.5085 | 0.3753 | 0.3848 | 0.0367 | 27.2230 | 0.2491 | 1.6614 | 95.2396 |
| 7 | 0.0993 | 0.0086 | 4.9525 | 13.0143 | 0.3805 | 0.3904 | 0.0409 | 24.4643 | 0.2229 | 1.8843 | 108.015 |
| 8 | 0.1080 | 0.0086 | 4.8345 | 12.5202 | 0.3861 | 0.3964 | 0.0452 | 22.1277 | 0.2009 | 2.0852 | 119.532 |
| 9 | 0.1166 | 0.0086 | 4.7166 | 12.0260 | 0.3922 | 0.4030 | 0.0497 | 20.1181 | 0.1822 | 2.2673 | 129.975 |
| 10 | 0.1252 | 0.0086 | 4.5987 | 11.5318 | 0.3988 | 0.4102 | 0.0544 | 18.3664 | 0.1659 | 2.4333 | 139.488 |
| 11 | 0.1338 | 0.0086 | 4.4808 | 11.0377 | 0.4060 | 0.4180 | 0.0594 | 16.8213 | 0.1517 | 2.5850 | 148.185 |
| 12 | 0.1425 | 0.0086 | 4.3629 | 10.5435 | 0.4138 | 0.4266 | 0.0648 | 15.4436 | 0.1391 | 2.7241 | 156.161 |



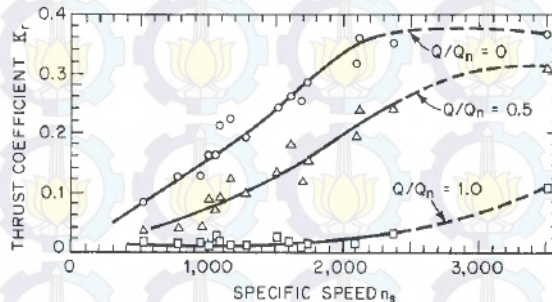
4.3 Perhitungan Poros

4.3.1 Perhitungan Gaya Radial

Gaya radial yang bekerja pada *impeller* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$Fr = k \cdot k_r \cdot SG \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2$$

Dimana k merupakan konstanta yang nilainya tetap, yaitu 0,433. Sedangkan K_r merupakan konstanta gaya radial yang didapat dari gambar 4.2 berikut ini



Gambar 4.2 Konstanta Gaya Radial^[4]

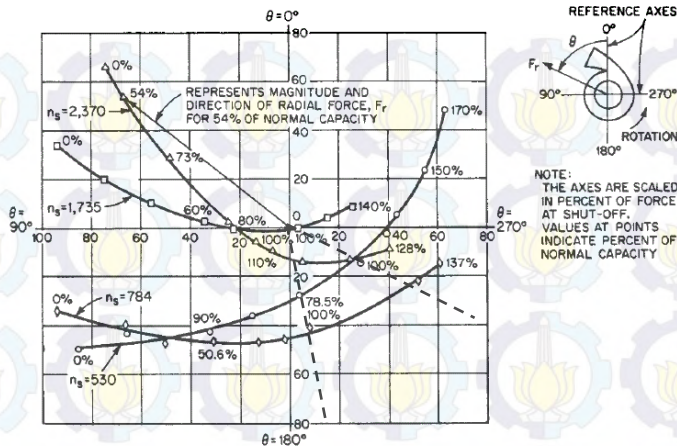
Berdasarkan gambar tersebut, untuk *impeller* dengan *specific speed* 741,23, nilai dari konstanta gaya radial pada $Q/Q_n = 0$ adalah 0,1. Sehingga besarnya gaya radial yang bekerja pada tiap *impeller* adalah

$$Fr = 0,433 \cdot 0,1 \cdot 0,797 \cdot 372 \text{ ft} \cdot 11,89 \text{ in} \cdot 0,811 \text{ in}$$

$$Fr = 123,852 \text{ lb}$$

$$Fr = 550,921 \text{ N}$$

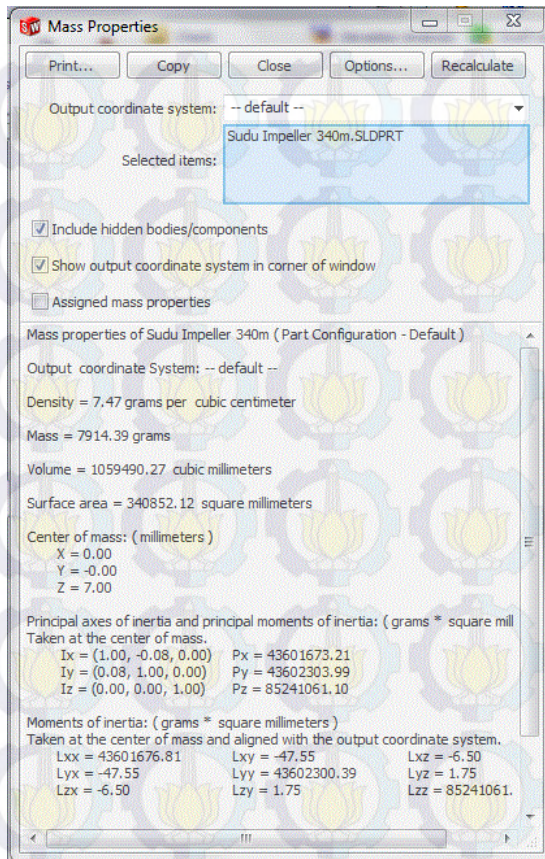
Setelah didapatkan besarnya gaya radial, kemudian arah dari gaya radial dapat dicari dengan menggunakan gambar 4.3 sebagai berikut

Gambar 4.3 Arah Gaya Radial^[4]

Dari gambar didapatkan untuk *impeller* dengan *specific speed* 784, dengan debit 100%, arah gaya radial adalah 191° . Sedangkan untuk *impeller* dengan *specific speed* 530 dengan debit 100%, arah gaya radial adalah 244° . Maka dengan menggunakan interpolasi didapat bahwa untuk *impeller* dengan *specific speed* 741,23 arah gaya radial yang bekerja pada poros adalah $205,8^\circ$.

4.3.2 Perhitungan Volume dan Massa Impeller

Untuk mengetahui volume *impeller*, terlebih dahulu *impeller* digambar secara 3 dimensi dengan menggunakan aplikasi SolidWorks, kemudian memasukkan massa jenis dari *impeller* untuk menghitung massa *impeller*. Bahan yang digunakan untuk *impeller* adalah *cast iron A47* dengan massa jenis $7,47 \text{ g/cm}^3$. Perhitungan volume dan massa *impeller* pada aplikasi SolidWorks ditunjukkan pada gambar 4.4 sebagai berikut



Gambar 4.4 Massa Impeller

Dari perhitungan didapatkan massa dari tiap *impeller* adalah 7914,39 gram atau 7,91439 kilogram, sehingga gaya berat yang bekerja pada poros untuk tiap *impeller* adalah

$$W = m \cdot g$$

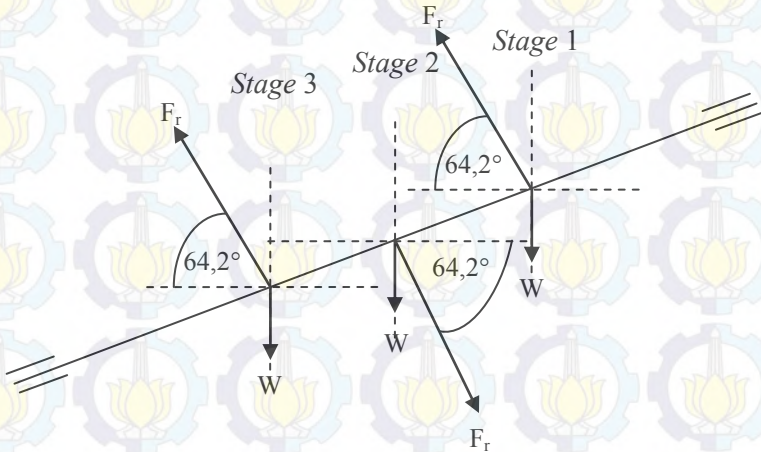
$$W = 7,914 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W = 77,64 \text{ N}$$



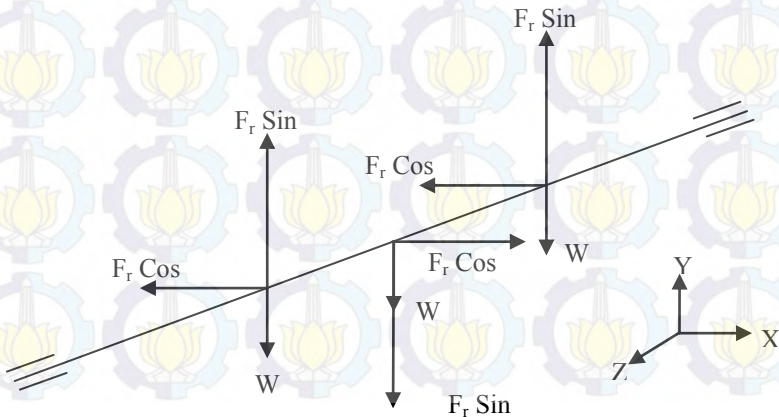
4.3.3 Perhitungan Diameter Poros

Setelah diketahui besarnya gaya – gaya yang bekerja pada poros, dilakukan perhitungan diameter minimal poros dengan terlebih dahulu menghitung momen terbesar pada poros



Gambar 4.5 Gaya yang Bekerja pada Poros

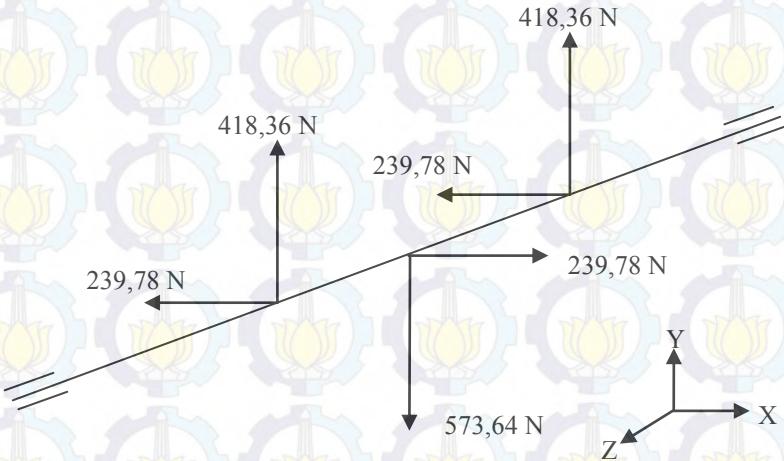
Kemudian gaya – gaya yang bekerja pada poros tersebut diuraikan dalam sumbu X dan sumbu Y



Gambar 4.6 Komponen Gaya pada Sumbu X dan Y

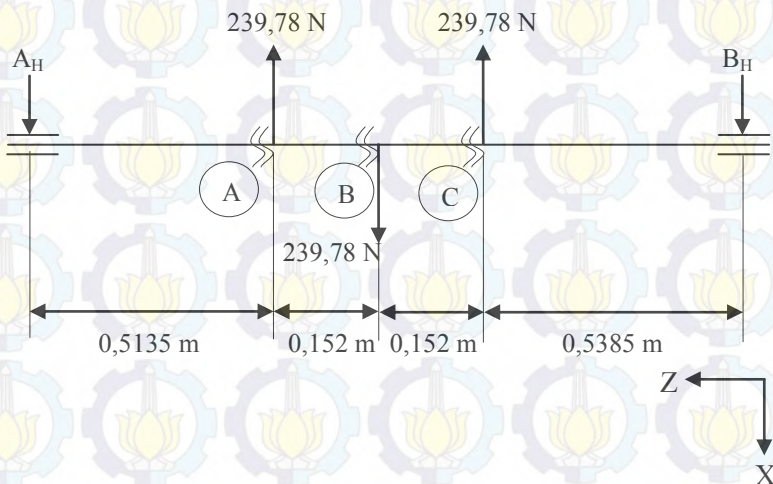


Sehingga resultan gaya yang bekerja pada tiap titik adalah seperti pada gambar 4.7 berikut



Gambar 4.7 Resultan Gaya yang Bekerja Pada Poros

- Perhitungan Momen Bending Bidang Horizontal



Gambar 4.8 Gaya yang Bekerja pada Bidang Horizontal



$$\Sigma M_A = 0$$

$$0 = -(239,78 \cdot 0,5135) + (239,78 \cdot 0,6655) \\ - (239,78 \cdot 0,8175) + (B_H \cdot 1,356)$$

$$0 = -123,127 + 159,574 - 196,020 + 1,356 B_H$$

$$B_H = 117,6792 \text{ N}$$

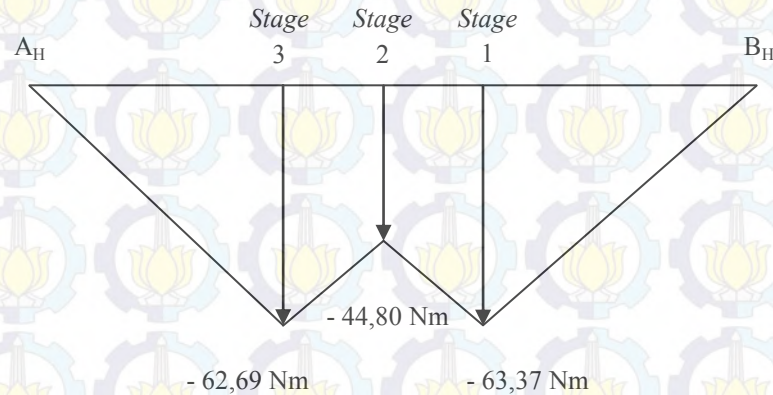
$$\Sigma M_B = 0$$

$$0 = (239,78 \cdot 0,5385) - (239,78 \cdot 0,6905) \\ + (239,78 \cdot 0,8425) - (A_H \cdot 1,356)$$

$$0 = 129,12 - 165,568 + 202,01 - 1,356 A_H$$

$$A_H = 122,0959 \text{ N}$$

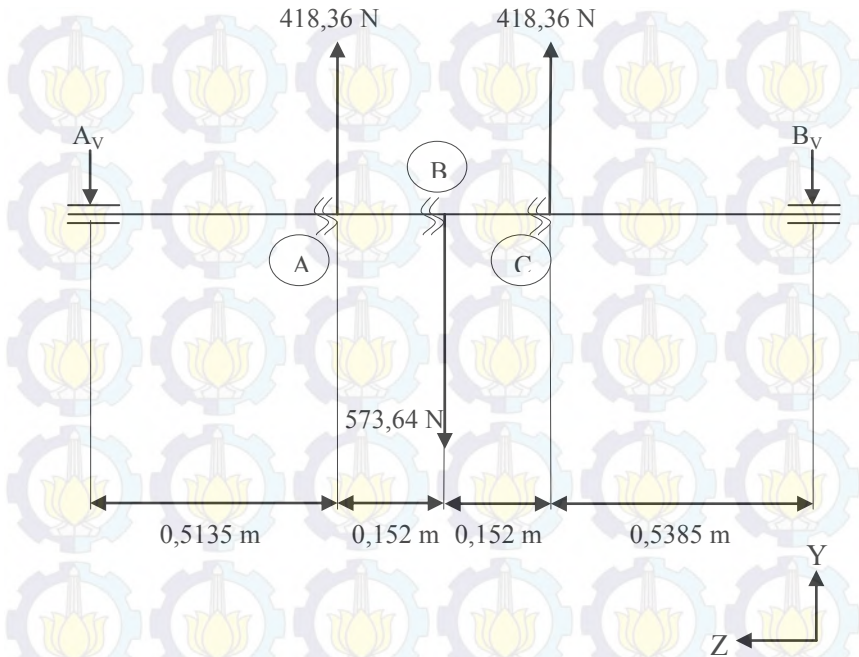
Dengan menghitung momen pada setiap potongan, maka didapat diagram momen bending pada arah horizontal seperti pada gambar 4.9 berikut ini



Gambar 4.9 Momen Bending Bidang Horizontal



- Perhitungan Momen Bending Bidang Vertikal



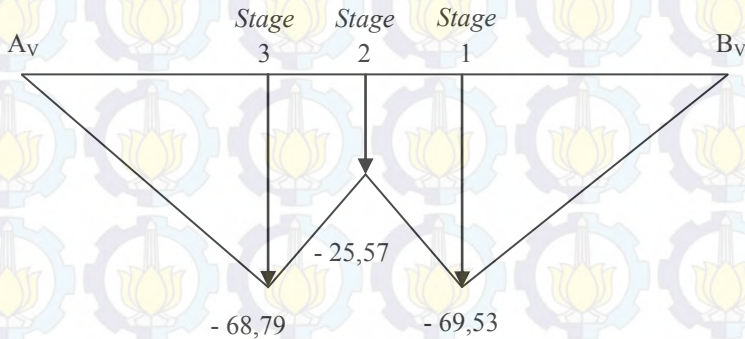
Gambar 4.10 Gaya yang Bekerja pada Bidang Vertikal

$$\begin{aligned}
 \Sigma M_A &= 0 \\
 0 &= -(418,36 \cdot 0,5135) + (573,64 \cdot 0,6655) \\
 &\quad - (418,36 \cdot 0,8175) + (B_v \cdot 1,356) \\
 0 &= -214,83 + 381,76 - 342,01 + 1,356 B_v \\
 B_v &= 129,115 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \Sigma M_B &= 0 \\
 0 &= (418,36 \cdot 0,5385) - (573,64 \cdot 0,6905) \\
 &\quad + (418,36 \cdot 0,8425) - (A_v \cdot 1,356) \\
 0 &= 225,2893 - 396,10 + 352,472 - 1,356 A_v \\
 A_v &= 133,9685 \text{ N}
 \end{aligned}$$



Dengan menghitung momen pada setiap potongan, maka didapat diagram momen bending pada arah vertikal seperti pada gambar 4.11 berikut ini



Gambar 4.11 Momen Bending Bidang Vertikal

Berdasarkan diagram momen bending pada bidang vertical dan horizontal, maka dapat diketahui bahwa momen bending terbesar terjadi pada *impeller stage 1* yang besarnya

$$M = \sqrt{(63,36 \text{ Nm})^2 + (69,53 \text{ Nm})^2}$$

$$M = 94,0733 \text{ Nm}$$

$$M = 832,6188 \text{ lb}$$

Setelah diketahui besarnya momen bending, dilakukan perhitungan diameter poros, dengan torsi yang bekerja pada poros sebesar 2649,731 lb dan material poros yang digunakan adalah *Carbon Steel AISI 1040* dengan *yield strength* 62.000 psi dengan nilai *safety factor* yang digunakan adalah 3,75

$$\frac{0,5 \cdot S_{yp}}{N} = \frac{16}{\pi \cdot D^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$D^3 = \frac{16 \cdot N}{\pi \cdot 0,5 \cdot S_{yp}} \sqrt{M^2 + T^2}$$



$$D^3 = \frac{16 \cdot 3,75}{\pi \cdot 31.000} \sqrt{(832,6188 \text{ lb})^2 + (2649,731 \text{ lb})^2}$$

$$D^3 = 1,711$$

$$D = 1,196 \text{ in}$$

Karena diameter poros hasil perhitungan lebih besar dari diameter poros minimum acuan, maka dilakukan pergantian material agar tidak diperlukan perancangan ulang *impeller*. Material poros yang digunakan diganti dengan *Carbon Steel* AISI 1060 dengan *yield strength* 68.000 psi, sehingga diameter poros hasil perhitungan adalah sebagai berikut

$$D^3 = \frac{16 \cdot N}{\pi \cdot 0,5 \cdot S_{yp}} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$D^3 = \frac{16 \cdot 3,75}{\pi \cdot 34.000} \sqrt{(832,6188 \text{ lb})^2 + (2649,731 \text{ lb})^2}$$

$$D^3 = 1,56$$

$$D = 1,159 \text{ in}$$

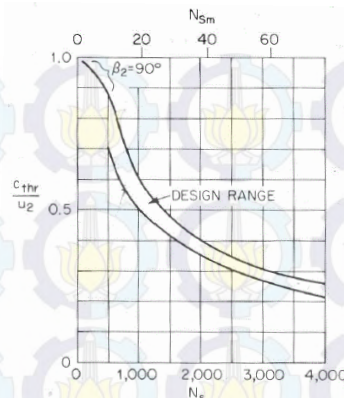
$$D = 29,459 \text{ mm}$$

Untuk memudahkan perhitungan, maka diameter poros dibulatkan menjadi 30 mm. Sedangkan pada daerah *impeller*, diameter poros yang digunakan adalah 36 mm.

4.4 Perancangan *Volute*

Metode yang digunakan untuk merancang *volute* pada perancangan pompa sentrifugal ini adalah metode constant mean velocity. Namun dalam perhitungan, terlebih dahulu menggunakan metode *constant moment of momentum* untuk mendapatkan jari – jari *volute* acuan.

Langkah pertama dalam perhitungan *volute* adalah menentukan perbandingan nilai *throat velocity* (C_{thr}) dan kecepatan keliling yang besarnya didapat dari gambar 4.12 sebagai berikut



Gambar 4.12 Perbandingan *Throat Velocity* dan Kecepatan Keliling

Dengan nilai *specific speed* 741,22 maka didapat perbandingan nilai *throat velocity* dan kecepatan keliling adalah 0,55. Kemudian menghitung besarnya *throat velocity* sebagai berikut

$$C_{thr} = \frac{C_{thr}}{U_2} U_2$$
$$C_{thr} = 0,55 \cdot 47,438 \text{ m/s}$$
$$C_{thr} = 26,0909 \text{ m/s}$$

Sehingga luas penampang *volute* pada bagian throat dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut

$$A_{thr} = \frac{Q \cdot 10^6}{C_{thr}}$$
$$A_{thr} = \frac{0,0276 \cdot 10^6}{26,0909}$$
$$A_{thr} = 1059,121 \text{ mm}^2$$

Dengan menganggap bahwa penampang *volute* berbentuk lingkaran, maka jari-jari *volute* pada bagian *throat* adalah



$$r_{thr} = \sqrt{\frac{A_{thr}}{\pi}}$$

$$r_{thr} = \sqrt{\frac{1059,121}{\pi}}$$

$$r_{thr} = 18,36 \text{ mm}$$

Clearance pada daerah *tongue* (t) ditetapkan sebesar 5% dari diameter *impeller*, sehingga jari – jari pada daerah *tongue* adalah

$$r_4 = r_2 + t + r_{thr}$$

$$r_4 = 151,07 + (0,05 \cdot 151,07) + 18,36$$

$$r_4 = 176,996 \text{ mm}$$

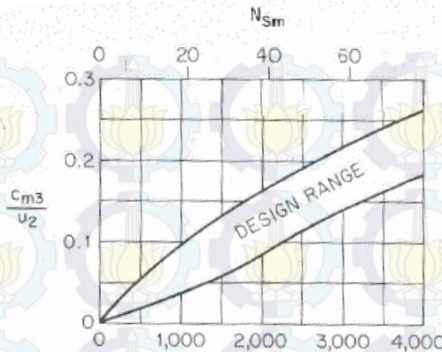
Kemudian dilakukan pengecekan *flow factor*, dengan menggunakan persamaan berikut

$$C = \frac{C_{thr} r_4}{C'_{u3} r_2}$$

Dimana untuk mendapatkan nilai C'_{u3} terlebih dahulu harus menghitung nilai C_{m3} sebagai berikut

$$C_{m3} = \frac{c_{m3}}{u_2} u_2$$

Nilai perbandingan kecepatan meridian fluida sesaat setelah keluar dari *impeller* (C_{m3}) dengan kecepatan keliling sisi *outlet impeller* didapatkan dari gambar 4.13 berikut ini



Gambar 4.13 Perbandingan Kecepatan Meridional dengan Kecepatan Keliling

$$C_{m3} = \frac{C_{m3}}{U_2} U_2$$

$$C_{m3} = 0,05 \cdot 47,438 \text{ m/s}$$

$$C_{m3} = 2,37 \text{ m/s}$$

Selanjutnya menghitung besarnya kecepatan keliling fluida sesaat setelah keluar dari *impeller* sebagai berikut

$$C_{u3} = C_{u2} - C_{m3} \cot \beta_2$$

$$C_{u3} = 47,438 - 2,37 \cot 25$$

$$C_{u3} = 42,35 \text{ m/s}$$

Kemudian menghitung slip factor pada sisi *discharge impeller* dengan persamaan sebagai berikut

$$\mu = 1 - \frac{\pi \sin \beta_2}{Z}$$

$$\mu = 1 - \frac{\pi \sin 25}{5}$$

$$\mu = 0,7346$$

Sehingga besarnya kecepatan keliling fluida sesaat setelah keluar *impeller* dengan mempertimbangkan *slip factor* adalah



$$C'_{u3} = \mu \cdot C_{u3}$$

$$C'_{u3} = 0,7346 \cdot 42,35 \text{ m/s}$$

$$C'_{u3} = 31,11 \text{ m/s}$$

$$C'_{u3} = 31,11 \text{ m/s}$$

Maka, besarnya *flow factor* adalah

$$C = \frac{26,0909 \cdot 176,996}{31,11 \cdot 151,07}$$

$$C = 0,98$$

$$C = 0,98$$

Nilai dari *flow factor* harus berada diantara 0,9 dan 1, maka dari itu tidak diperlukan perhitungan ulang kecepatan fluida pada daerah *throat*. Kemudian, langkah selanjutnya adalah menghitung luas penampang *volute* (A_v), jari – jari *volute* (r), dan jarak garis tengah *volute* terhadap garis sumbu pompa (r_v) dengan persamaan sebagai berikut

$$A_v = A_{thr} \frac{\varphi_v}{360}$$

$$r = \sqrt{\frac{A_v}{\pi}}$$

$$r_v = r_{v0} + r$$

Dengan menggunakan asumsi *constant moment of momentum* didapatkan besarnya jari-jari *volute* pada setiap sudut *volute* seperti pada tabel 4.7 berikut



Tabel 4.7 Jari - jari *Volute* Menurut Metode *Constant Moment of Momentum*

| Constant Moment of Momentum | | | |
|-----------------------------|---------------|----------|----------|
| φ_v | A_v | r | r_v |
| | mm^2 | mm | mm |
| 0 | 0 | 0 | 158.629 |
| 45 | 132.3901 | 6.493263 | 165.1223 |
| 90 | 264.7803 | 9.18286 | 167.8119 |
| 135 | 397.1704 | 11.24666 | 169.8757 |
| 180 | 529.5605 | 12.98653 | 171.6155 |
| 225 | 661.9506 | 14.51938 | 173.1484 |
| 270 | 794.3408 | 15.90518 | 174.5342 |
| 315 | 926.7309 | 17.17956 | 175.8086 |
| 360 | 1059.121 | 18.36572 | 176.9947 |

Kemudian digunakan asumsi constant *mean velocity* yang besarnya didapat dari persamaan berikut

$$C_v = \frac{r_2}{r_v} C \cdot C'_{u3}$$

Dimana jari – jari *volute* (r_v) yang dipakai didapat dari perhitungan dengan menggunakan metode *constant moment of momentum*. Kemudian luas penampang pada setiap sudut *volute* dihitung menggunakan persamaan berikut

$$A_v = \frac{Q \cdot 10^6}{C_v} \frac{\varphi_v}{360}$$

Dengan variasi sudut (φ_v) 0° , 45° , 90° , 135° , 180° , 235° , 270° , 315° dan 360° , didapat jari – jari *volute* untuk setiap sudut sebagai berikut

**Tabel 4.8** Jari - jari *Volute* Menurut Metode *Constant Mean Velocity*

| <i>Constant Mean Velocity</i> | | | | | |
|-------------------------------|------------|----------|-----------------|----------|----------|
| ϕ_v | rv acuan | cv | Av | r | rv |
| | mm | m/s | mm ² | mm | mm |
| 0 | 158.629 | 29.11037 | 0 | 0 | 158.629 |
| 45 | 165.122263 | 27.96563 | 120.6839 | 6.199544 | 164.8285 |
| 90 | 167.81186 | 27.51741 | 245.2992 | 8.838596 | 167.4676 |
| 135 | 169.875661 | 27.18311 | 372.474 | 10.89139 | 169.5204 |
| 180 | 171.615525 | 26.90752 | 501.7185 | 12.64053 | 171.2695 |
| 225 | 173.148377 | 26.66931 | 632.7497 | 14.19552 | 172.8245 |
| 270 | 174.53418 | 26.45756 | 765.3768 | 15.61251 | 174.2415 |
| 315 | 175.808558 | 26.26578 | 899.4594 | 16.92489 | 175.5539 |
| 360 | 176.99472 | 26.08975 | 1034.889 | 18.15441 | 176.7834 |

4.5 Perhitungan Pasak

Pada perancangan pompa sentrifugal ini, pasak yang digunakan adalah jenis *standard square key*. Material yang digunakan untuk pasak harus lebih lunak dibandingkan material poros, sehingga material yang digunakan untuk pasak adalah *Carbon Steel AISI 1020* dengan *yield strength* sebesar 48.000 psi dan lebar pasak yang digunakan adalah 0,25 in.

Berdasarkan tegangan geser yang bekerja pada pasak, panjang minimal pasak adalah sebagai berikut

$$L = \frac{2 \cdot T}{S_s \cdot W \cdot D}$$

$$L = \frac{0,58 \cdot S_{yp}}{N} \cdot W \cdot D$$

$$L = \frac{2 \cdot 2649,731 \text{ lb in}}{0,58 \cdot 48000 \text{ lb/in}^2} \cdot 0,25 \text{ in} \cdot 1,417 \text{ in}$$

$$L = 1,074 \text{ in}$$



$$L = 27,28 \text{ mm}$$

Berdasarkan kompresi, panjang minimal pasak adalah

$$L = \frac{4 \cdot T}{S_c \cdot W \cdot D}$$

$$L = \frac{S_{yp}}{N} \cdot W \cdot D$$

$$L = \frac{4 \cdot 2649,731 \text{ lb in}}{48000 \text{ lb/in}^2}$$

$$L = \frac{2}{0,25 \text{ in} \cdot 1,417 \text{ in}}$$

$$L = 1,247 \text{ in}$$

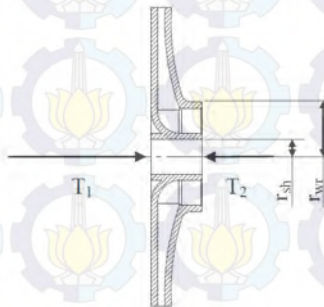
$$L = 31,66 \text{ mm}$$

Berdasarkan perhitungan panjang pasak menurut tegangan geser dan kompresi tersebut, panjang pasak minimum yang digunakan adalah 31,66 mm

4.6 Perhitungan Bantalan

4.6.1 Perhitungan Gaya Aksial dan Gaya Radial pada Bantalan

Gaya aksial dari *impeller* pompa sentrifugal disebabkan karena adanya perbedaan tekanan fluida antara bagian depan dan bagian belakang *impeller*. Besarnya gaya aksial yang bekerja pada tiap *impeller* seperti ditunjukkan pada gambar 4.14 sebagai berikut



Gambar 4.14 Gaya Aksial pada *Impeller*



$$T = T_1 - T_2$$

Dimana nilai dari T_1 dapat dicari dengan persamaan berikut

$$T_1 = \pi \gamma (r_{wr}^2 - r_{sh}^2) \left[\left(\eta_h H \left(1 - \frac{gH}{2U_2^2} \right) \right) - \left(\left(r_2^2 - \frac{r_{wr}^2 + r_{sh}^2}{2} \right) \frac{\omega^2}{8g} \right) \right]$$

$$T_1 = \pi 7818,57(0,055^2 - 0,018^2) \left[\left(0,83 \cdot 113,39 \left(1 - \frac{9,81 \cdot 113,39}{2 \cdot 47,438^2} \right) \right) - \left(\left(0,151^2 - \frac{0,055^2 + 0,018^2}{2} \right) \frac{314^2}{8 \cdot 9,81} \right) \right]$$

$$T_1 = 2961,17 \text{ N}$$

Kemudian, nilai T_2 adalah sebagai berikut

$$T_2 = \frac{\gamma}{g} Q C_0$$

$$T_2 = \frac{7818,57}{9,81} 0,0276 \cdot 5,09$$

$$T_2 = 112,187 \text{ N}$$

Sehingga resultan gaya *aksial* yang bekerja pada setiap *impeller* adalah

$$T = 2961,17 \text{ N} - 112,187 \text{ N}$$

$$T = 2848,99 \text{ N}$$

Pompa sentrifugal yang dirancang terdiri dari 3 *stage*, sehingga total gaya *aksial* yang bekerja pada poros adalah

$$F_a = (2848,99 \text{ N}) \cdot 3$$

$$F_a = 8546,96 \text{ N}$$

Pompa sentrifugal yang dirancang dilengkapi dengan *balancing drum* yang dapat mengurangi gaya *aksial* sebesar 90%



[4]. Sehingga gaya aksial yang bekerja pada bantalan adalah sebesar 854,7 N

Berdasarkan perhitungan reaksi tumpuan, gaya radial yang bekerja pada bantalan A lebih besar daripada gaya radial yang bekerja pada bantalan B, sehingga perhitungan gaya radial yang bekerja pada bantalan menggunakan bantalan A, yang besarnya sebagai berikut

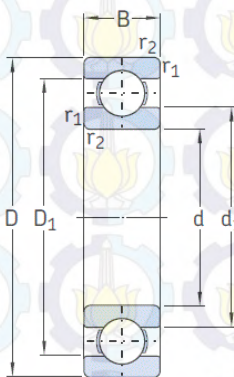
$$F_r = \sqrt{A_H^2 + A_v^2}$$

$$F_r = \sqrt{(122,09 \text{ N})^2 + (133,97 \text{ N})^2}$$

$$F_r = 181,2594 \text{ N}$$

4.6.2 Pemilihan Bantalan dan Perhitungan Umur Bantalan

Pada perancangan pompa sentrifugal ini, bantalan yang dipakai adalah tipe *single row deep groove ball bearing* produksi SKF dengan seri 6406. Data dari bantalan yang digunakan adalah sebagai berikut



| | |
|--------------------------------|-----------|
| Diameter Dalam (d) | = 30 mm |
| Diameter Luar (D) | = 90 mm |
| Lebar bantalan (B) | = 23 mm |
| Beban Dinamik (C) | = 43,6 kN |
| Beban Statis (C ₀) | = 23,6 kN |

Gambar 4.15 Bantalan SKF 6406^[11]

Equivalent load yang bekerja pada bantalan dapat dihitung dengan persamaan berikut

$$P = F_s(XF_r + YF_a)$$



Dimana X dan Y didapat dari tabel 13 pada lampiran dengan nilai $f_0 \frac{F_a}{C_0}$ sebesar 0,435, sehingga dengan menggunakan *service factor* 1,5, *besarnya equivalent load* yang bekerja pada bantalan adalah

$$P = 1,5(0,56 \cdot 181,2594 + 1,917 \cdot 854,7)$$

$$P = 2609,94 \text{ N}$$

Maka umur dari bantalan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut

$$L_{10} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \left(\frac{43600}{2609,94} \right)^3$$

$$L_{10} = 25.899,85 \text{ Jam}$$



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 KESIMPULAN

Dari perhitungan diperoleh spesifikasi pompa sentrifugal sebagai berikut:

1. Berdasarkan perhitungan instalasi dengan kondisi operasi sebagai berikut :

| | |
|---------------------------|--------------------|
| Fluida Kerja | = <i>Crude oil</i> |
| <i>Spesific Gravity</i> | = 0,797 |
| <i>Suction Pressure</i> | = 5 psig |
| <i>Discharge Pressure</i> | = 350 psig |
| Kapasitas | = 438 GPM |
| Putaran | = 3000 rpm |

Didapatkan *head* pompa yang dibutuhkan, yaitu sebesar 339,7 m. Sedangkan berdasarkan data yang didapat dari PHE WMO, *head* pompa yang dibutuhkan adalah 340,15 m. Sehingga hasil perhitungan ulang sesuai dengan data yang didapatkan dari PHE WMO.

2. Hasil perancangan yang diperoleh dengan *head* 340,15 m adalah sebagai berikut :

| | |
|-----------------------------|---|
| – Tipe Pompa | = <i>Radially Split Double – Casing Centrifugal Pump</i> (BB2) |
| <i>Specific speed</i> | = 741,23 (RPM ; GPM ; ft) 14,53 (RPM ; m ³ / s ; m) |
| Jumlah <i>Stage</i> | = 3 |
| – <i>Impeller</i> | |
| Tipe | = <i>Low Specific speed Impeller</i> |
| Diameter <i>Inlet</i> Sudu | = 95,18 mm |
| Diameter <i>Outlet</i> Sudu | = 302,15 mm |
| Sudut Relatif <i>Inlet</i> | = 20,75° |
| Sudut Relatif <i>Outlet</i> | = 25° |



Jumlah Sudu = 5 Buah (*Single Curvature*)

- Poros
Diameter Minimum = 30 mm
Panjang Poros = 1706 mm
- *Volute*
Tongue Radius = 158,63 mm
Throat Radius = 176,78 mm
Throat Area = 1034,89 mm²
- Pasak
Lebar = 0,25 Inch
Panjang Minimal = 31,66 mm
- Bantalan
Tipe = *Single Row Deep Groove Ball Bearing*
Seri = SKF 6406
Rating Life = 25.899,85 Jam
- Prediksi performa berdasarkan koefisien yang didapatkan dari referensi (Karassik, 1986)
Overall Efficiency = 78,08%
WHP = 73,5 KW
BHP = 94,129 KW

3. Material yang dipilih berdasarkan standar API 610 edisi ke 11

- *Impeller* = Cast Iron A47
- Poros = Carbon Steel AISI 1060
- *Volute* = Carbon Steel AISI 1040
- Pasak = Carbon Steel AISI 1020



5.2 Saran

Beberapa saran yang dapat saya sampaikan setelah menyelesaikan perancangan pompa sentrifugal dengan fluida kerja *crude oil* ini adalah :

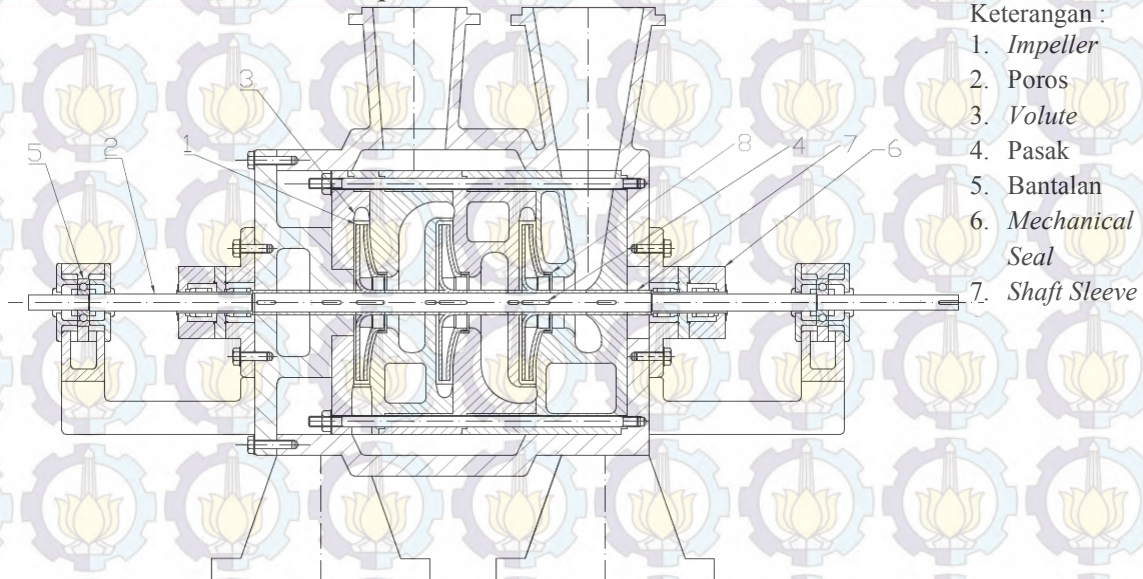
1. Pemilihan *specific speed impeller* sebaiknya menggunakan nilai yang lebih tinggi agar efisiensi yang dihasilkan dapat lebih baik.
2. Dalam merancang komponen pompa sebaiknya menggunakan pertimbangan produk yang sudah ada di pasaran.



Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

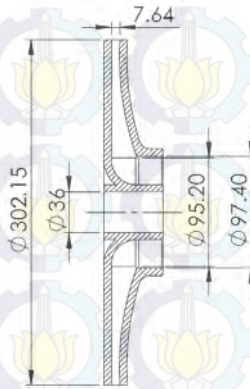
Lampiran

1. Hasil Perancangan a. Gambar Susunan Pompa



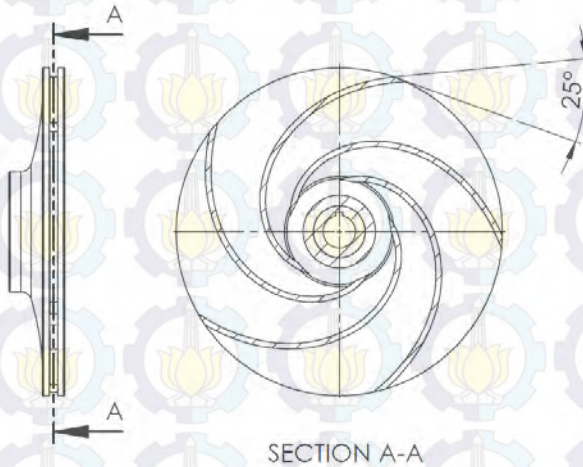
Gambar 1. Gambar Susunan Pompa

b. Geometri *Impeller* Hasil Perancangan



Gambar 2. Geometri *Impeller*

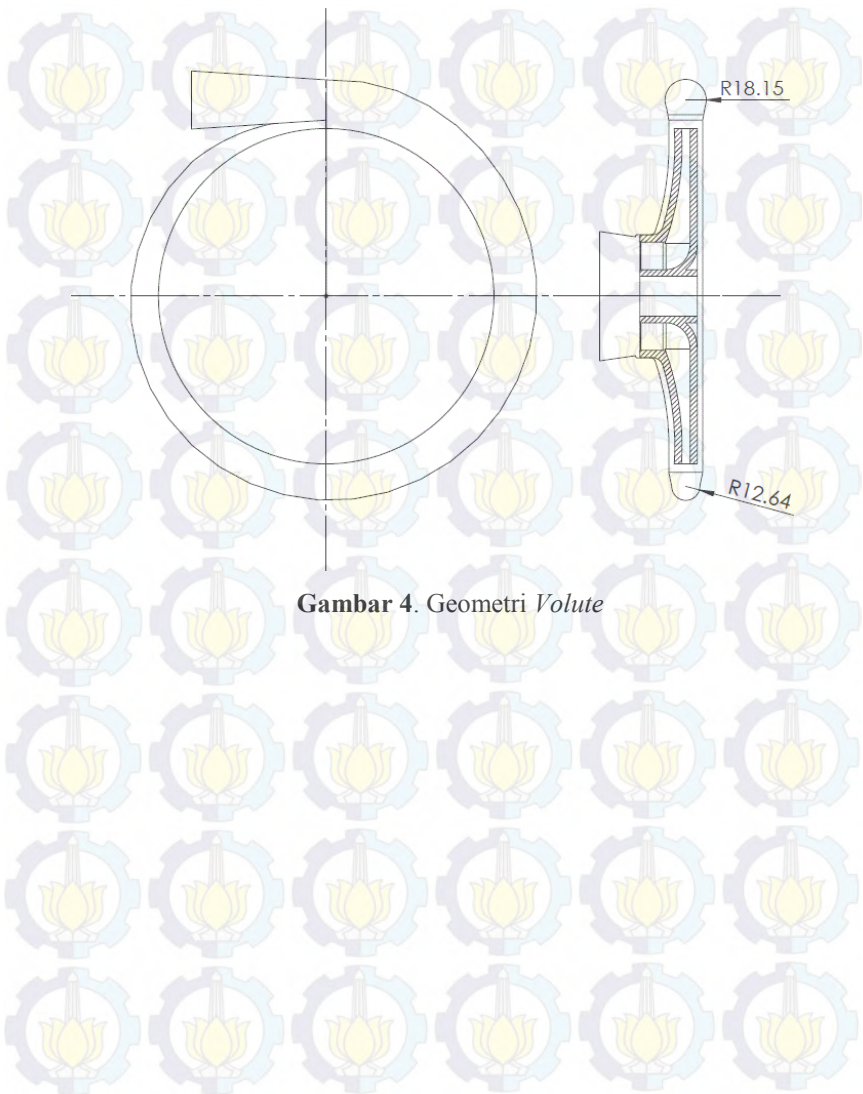
c. Kelengkungan Sudu



SECTION A-A

Gambar 3. Kelengkungan Sudu


d. Geometri *Volute* Hasil Perancangan



Gambar 4. Geometri *Volute*

2. Data Perusahaan



a. Data Sheet Pompa

| | | | | | |
|---|--|---|--|---|--|
|  | | Mechanical Data Sheet Oil Transfer Pump (P-712 A/B) for CPP2 | | Sheet : 3 OF 6 D/S No : CPP2-M-DHS-1009 Date : 29-Nov-13 P/C : TBA Conf. No. : 182-175/OPS/11 Rev : 0 By : MH Checked : RD/YOH App'd : MH Pertamina PHE WMO App'd : _____ Date: _____ | |
| 1 APPLICABLE TO: <input type="radio"/> PROPOSALS <input checked="" type="radio"/> PURCHASE <input type="radio"/> AS BUILT * = VENDOR TO ADVISE 2 FOR: CPP2 PROCESS PLATFORM DEVELOPMENT 3 SITE: CPP2 WEST MADURA OFFSHORE UNIT SERVICE OIL TRANSFER PUMP 2 x 100% (Note 1 & 2) 4 NOTES: INFORMATION BELOW TO BE COMPLETED <input type="radio"/> BY PURCHASER <input type="radio"/> BY MANUFACTURER <input checked="" type="radio"/> BY MANUFACTURER OR PURCHASER | | | | | |
| 5 DATA SHEETS (5.1.1) 6 7 PUMP: P-712 A/B 8 MOTOR 9 GEAR 10 TURBINE | | 11 APPLICABLE OVERLAY STANDARD(S): 12 OPERATING CONDITIONS (5.1.3) 13 CAPACITY, NORMAL (GPM) RATED 438 (GPM) 14 OTHER 15 SUCTION PRESSURE, MAX./RATED / 15 (PSIG) 16 DISCHARGE PRESSURE 400 (PSIG) 17 DIFFERENTIAL PRESSURE 385 (PSI) 18 DIFF. HEAD 1116 (FT) NPSHA 29.3 (FT) 19 PROCESS VARIATIONS (5.1.4) 20 STARTING CONDITIONS (5.1.4) 21 SERVICE: <input checked="" type="radio"/> CONTINUOUS <input type="radio"/> INTERMITTENT (STARTS/DAY) 22 <input type="radio"/> PARALLEL OPERATION REQ'D (5.1.13) 23 SITE DATA (5.1.3) 24 LOCATION: (5.1.36) 25 <input type="radio"/> INDOOR <input type="radio"/> HEATED <input checked="" type="radio"/> OUTDOOR <input type="radio"/> UNHEATED 26 ELECTRICAL AREA CLASSIFICATION (5.1.24 / 5.1.4) 27 DIVISION 2 GAS GR. D TEMP. CLASS T3 28 <input type="radio"/> WINTERIZATION REQ'D 29 SITE DATA (5.1.36) 30 ALTITUDE 32'-0" ABOVE MSL (FT) BAROMETER ATH (PSIA) 31 RANGE OF AMBIENT TEMPS: MIN/MAX. 68 / 97 (°F) 32 RELATIVE HUMIDITY: MIN / MAX / 100 (%) 33 UNUSUAL CONDITIONS: (5.1.36) <input type="radio"/> DUST <input type="radio"/> FUMES 34 <input checked="" type="radio"/> OTHER OFFSHORE MARINE ENVIRONMENT 35 36 DRIVER TYPE 37 <input checked="" type="radio"/> INDUCTION MOTOR <input type="radio"/> STEAM TURBINE <input type="radio"/> GEAR 38 <input type="radio"/> OTHER 39 40 MOTOR DRIVER (5.1.1 / 5.1.4) 41 MANUFACTURER As per PML Note 3 42 FRAME (kW / HP) * (RPM) 43 ENCLOSURE TPC SERVICE FACTOR 1.15 44 HORIZONTAL <input checked="" type="radio"/> VERTICAL <input type="radio"/> SERVICE FACTOR 1.15 45 VOLTS/PHASE/HERTZ 230 / 3 / 60 46 TYPE SQUIRREL CAGE INDUCTION MOTOR 47 MINIMUM STARTING VOLTAGE (5.1.5) 85% Un 48 INSULATION F TEMP. RISE B 49 FULL LOAD AMPS * 50 LOCKED ROTOR AMPS * 51 STARTING METHOD * 52 LUBE * 53 BEARINGS (TYPE/NUMBER): 54 RADIAL ANTI-FRICTION / 55 THRUST ANTI-FRICTION / 56 VERTICAL THRUST CAPACITY 57 UP (N) DOWN (N) 58 59 60 61 | | 11 APPLICABLE OVERLAY STANDARD(S): 12 OPERATING CONDITIONS (5.1.3) 13 CAPACITY, NORMAL (GPM) RATED 438 (GPM) 14 OTHER 15 SUCTION PRESSURE, MAX./RATED / 15 (PSIG) 16 DISCHARGE PRESSURE 400 (PSIG) 17 DIFFERENTIAL PRESSURE 385 (PSI) 18 DIFF. HEAD 1116 (FT) NPSHA 29.3 (FT) 19 PROCESS VARIATIONS (5.1.4) 20 STARTING CONDITIONS (5.1.4) 21 SERVICE: <input checked="" type="radio"/> CONTINUOUS <input type="radio"/> INTERMITTENT (STARTS/DAY) 22 <input type="radio"/> PARALLEL OPERATION REQ'D (5.1.13) 23 SITE DATA (5.1.3) 24 LOCATION: (5.1.36) 25 <input type="radio"/> INDOOR <input type="radio"/> HEATED <input checked="" type="radio"/> OUTDOOR <input type="radio"/> UNHEATED 26 ELECTRICAL AREA CLASSIFICATION (5.1.24 / 5.1.4) 27 DIVISION 2 GAS GR. D TEMP. CLASS T3 28 <input type="radio"/> WINTERIZATION REQ'D 29 SITE DATA (5.1.36) 30 ALTITUDE 32'-0" ABOVE MSL (FT) BAROMETER ATH (PSIA) 31 RANGE OF AMBIENT TEMPS: MIN/MAX. 68 / 97 (°F) 32 RELATIVE HUMIDITY: MIN / MAX / 100 (%) 33 UNUSUAL CONDITIONS: (5.1.36) <input type="radio"/> DUST <input type="radio"/> FUMES 34 <input checked="" type="radio"/> OTHER OFFSHORE MARINE ENVIRONMENT 35 36 DRIVER TYPE 37 <input checked="" type="radio"/> INDUCTION MOTOR <input type="radio"/> STEAM TURBINE <input type="radio"/> GEAR 38 <input type="radio"/> OTHER 39 40 MOTOR DRIVER (5.1.1 / 5.1.4) 41 MANUFACTURER As per PML Note 3 42 FRAME (kW / HP) * (RPM) 43 ENCLOSURE TPC SERVICE FACTOR 1.15 44 HORIZONTAL <input checked="" type="radio"/> VERTICAL <input type="radio"/> SERVICE FACTOR 1.15 45 VOLTS/PHASE/HERTZ 230 / 3 / 60 46 TYPE SQUIRREL CAGE INDUCTION MOTOR 47 MINIMUM STARTING VOLTAGE (5.1.5) 85% Un 48 INSULATION F TEMP. RISE B 49 FULL LOAD AMPS * 50 LOCKED ROTOR AMPS * 51 STARTING METHOD * 52 LUBE * 53 BEARINGS (TYPE/NUMBER): 54 RADIAL ANTI-FRICTION / 55 THRUST ANTI-FRICTION / 56 VERTICAL THRUST CAPACITY 57 UP (N) DOWN (N) 58 59 60 61 | |
| 11 APPLICABLE OVERLAY STANDARD(S): 12 OPERATING CONDITIONS (5.1.3) 13 CAPACITY, NORMAL (GPM) RATED 438 (GPM) 14 OTHER 15 SUCTION PRESSURE, MAX./RATED / 15 (PSIG) 16 DISCHARGE PRESSURE 400 (PSIG) 17 DIFFERENTIAL PRESSURE 385 (PSI) 18 DIFF. HEAD 1116 (FT) NPSHA 29.3 (FT) 19 PROCESS VARIATIONS (5.1.4) 20 STARTING CONDITIONS (5.1.4) 21 SERVICE: <input checked="" type="radio"/> CONTINUOUS <input type="radio"/> INTERMITTENT (STARTS/DAY) 22 <input type="radio"/> PARALLEL OPERATION REQ'D (5.1.13) 23 SITE DATA (5.1.3) 24 LOCATION: (5.1.36) 25 <input type="radio"/> INDOOR <input type="radio"/> HEATED <input checked="" type="radio"/> OUTDOOR <input type="radio"/> UNHEATED 26 ELECTRICAL AREA CLASSIFICATION (5.1.24 / 5.1.4) 27 DIVISION 2 GAS GR. D TEMP. CLASS T3 28 <input type="radio"/> WINTERIZATION REQ'D 29 SITE DATA (5.1.36) 30 ALTITUDE 32'-0" ABOVE MSL (FT) BAROMETER ATH (PSIA) 31 RANGE OF AMBIENT TEMPS: MIN/MAX. 68 / 97 (°F) 32 RELATIVE HUMIDITY: MIN / MAX / 100 (%) 33 UNUSUAL CONDITIONS: (5.1.36) <input type="radio"/> DUST <input type="radio"/> FUMES 34 <input checked="" type="radio"/> OTHER OFFSHORE MARINE ENVIRONMENT 35 36 DRIVER TYPE 37 <input checked="" type="radio"/> INDUCTION MOTOR <input type="radio"/> STEAM TURBINE <input type="radio"/> GEAR 38 <input type="radio"/> OTHER 39 40 MOTOR DRIVER (5.1.1 / 5.1.4) 41 MANUFACTURER As per PML Note 3 42 FRAME (kW / HP) * (RPM) 43 ENCLOSURE TPC SERVICE FACTOR 1.15 44 HORIZONTAL <input checked="" type="radio"/> VERTICAL <input type="radio"/> SERVICE FACTOR 1.15 45 VOLTS/PHASE/HERTZ 230 / 3 / 60 46 TYPE SQUIRREL CAGE INDUCTION MOTOR 47 MINIMUM STARTING VOLTAGE (5.1.5) 85% Un 48 INSULATION F TEMP. RISE B 49 FULL LOAD AMPS * 50 LOCKED ROTOR AMPS * 51 STARTING METHOD * 52 LUBE * 53 BEARINGS (TYPE/NUMBER): 54 RADIAL ANTI-FRICTION / 55 THRUST ANTI-FRICTION / 56 VERTICAL THRUST CAPACITY 57 UP (N) DOWN (N) 58 59 60 61 | | 11 APPLICABLE OVERLAY STANDARD(S): 12 OPERATING CONDITIONS (5.1.3) 13 CAPACITY, NORMAL (GPM) RATED 438 (GPM) 14 OTHER 15 SUCTION PRESSURE, MAX./RATED / 15 (PSIG) 16 DISCHARGE PRESSURE 400 (PSIG) 17 DIFFERENTIAL PRESSURE 385 (PSI) 18 DIFF. HEAD 1116 (FT) NPSHA 29.3 (FT) 19 PROCESS VARIATIONS (5.1.4) 20 STARTING CONDITIONS (5.1.4) 21 SERVICE: <input checked="" type="radio"/> CONTINUOUS <input type="radio"/> INTERMITTENT (STARTS/DAY) 22 <input type="radio"/> PARALLEL OPERATION REQ'D (5.1.13) 23 SITE DATA (5.1.3) 24 LOCATION: (5.1.36) 25 <input type="radio"/> INDOOR <input type="radio"/> HEATED <input checked="" type="radio"/> OUTDOOR <input type="radio"/> UNHEATED 26 ELECTRICAL AREA CLASSIFICATION (5.1.24 / 5.1.4) 27 DIVISION 2 GAS GR. D TEMP. CLASS T3 28 <input type="radio"/> WINTERIZATION REQ'D 29 SITE DATA (5.1.36) 30 ALTITUDE 32'-0" ABOVE MSL (FT) BAROMETER ATH (PSIA) 31 RANGE OF AMBIENT TEMPS: MIN/MAX. 68 / 97 (°F) 32 RELATIVE HUMIDITY: MIN / MAX / 100 (%) 33 UNUSUAL CONDITIONS: (5.1.36) <input type="radio"/> DUST <input type="radio"/> FUMES 34 <input checked="" type="radio"/> OTHER OFFSHORE MARINE ENVIRONMENT 35 36 DRIVER TYPE 37 <input checked="" type="radio"/> INDUCTION MOTOR <input type="radio"/> STEAM TURBINE <input type="radio"/> GEAR 38 <input type="radio"/> OTHER 39 40 MOTOR DRIVER (5.1.1 / 5.1.4) 41 MANUFACTURER As per PML Note 3 42 FRAME (kW / HP) * (RPM) 43 ENCLOSURE TPC SERVICE FACTOR 1.15 44 HORIZONTAL <input checked="" type="radio"/> VERTICAL <input type="radio"/> SERVICE FACTOR 1.15 45 VOLTS/PHASE/HERTZ 230 / 3 / 60 46 TYPE SQUIRREL CAGE INDUCTION MOTOR 47 MINIMUM STARTING VOLTAGE (5.1.5) 85% Un 48 INSULATION F TEMP. RISE B 49 FULL LOAD AMPS * 50 LOCKED ROTOR AMPS * 51 STARTING METHOD * 52 LUBE * 53 BEARINGS (TYPE/NUMBER): 54 RADIAL ANTI-FRICTION / 55 THRUST ANTI-FRICTION / 56 VERTICAL THRUST CAPACITY 57 UP (N) DOWN (N) 58 59 60 61 | | 11 APPLICABLE OVERLAY STANDARD(S): 12 OPERATING CONDITIONS (5.1.3) 13 CAPACITY, NORMAL (GPM) RATED 438 (GPM) 14 OTHER 15 SUCTION PRESSURE, MAX./RATED / 15 (PSIG) 16 DISCHARGE PRESSURE 400 (PSIG) 17 DIFFERENTIAL PRESSURE 385 (PSI) 18 DIFF. HEAD 1116 (FT) NPSHA 29.3 (FT) 19 PROCESS VARIATIONS (5.1.4) 20 STARTING CONDITIONS (5.1.4) 21 SERVICE: <input checked="" type="radio"/> CONTINUOUS <input type="radio"/> INTERMITTENT (STARTS/DAY) 22 <input type="radio"/> PARALLEL OPERATION REQ'D (5.1.13) 23 SITE DATA (5.1.3) 24 LOCATION: (5.1.36) 25 <input type="radio"/> INDOOR <input type="radio"/> HEATED <input checked="" type="radio"/> OUTDOOR <input type="radio"/> UNHEATED 26 ELECTRICAL AREA CLASSIFICATION (5.1.24 / 5.1.4) 27 DIVISION 2 GAS GR. D TEMP. CLASS T3 28 <input type="radio"/> WINTERIZATION REQ'D 29 SITE DATA (5.1.36) 30 ALTITUDE 32'-0" ABOVE MSL (FT) BAROMETER ATH (PSIA) 31 RANGE OF AMBIENT TEMPS: MIN/MAX. 68 / 97 (°F) 32 RELATIVE HUMIDITY: MIN / MAX / 100 (%) 33 UNUSUAL CONDITIONS: (5.1.36) <input type="radio"/> DUST <input type="radio"/> FUMES 34 <input checked="" type="radio"/> OTHER OFFSHORE MARINE ENVIRONMENT 35 36 DRIVER TYPE 37 <input checked="" type="radio"/> INDUCTION MOTOR <input type="radio"/> STEAM TURBINE <input type="radio"/> GEAR 38 <input type="radio"/> OTHER 39 40 MOTOR DRIVER (5.1.1 / 5.1.4) 41 MANUFACTURER As per PML Note 3 42 FRAME (kW / HP) * (RPM) 43 ENCLOSURE TPC SERVICE FACTOR 1.15 44 HORIZONTAL <input checked="" type="radio"/> VERTICAL <input type="radio"/> SERVICE FACTOR 1.15 45 VOLTS/PHASE/HERTZ 230 / 3 / 60 46 TYPE SQUIRREL CAGE INDUCTION MOTOR 47 MINIMUM STARTING VOLTAGE (5.1.5) 85% Un 48 INSULATION F TEMP. RISE B 49 FULL LOAD AMPS * 50 LOCKED ROTOR AMPS * 51 STARTING METHOD * 52 LUBE * 53 BEARINGS (TYPE/NUMBER): 54 RADIAL ANTI-FRICTION / 55 THRUST ANTI-FRICTION / 56 VERTICAL THRUST CAPACITY 57 UP (N) DOWN (N) 58 59 60 61 | |

Gambar 4. Data Sheet Pompa (1)

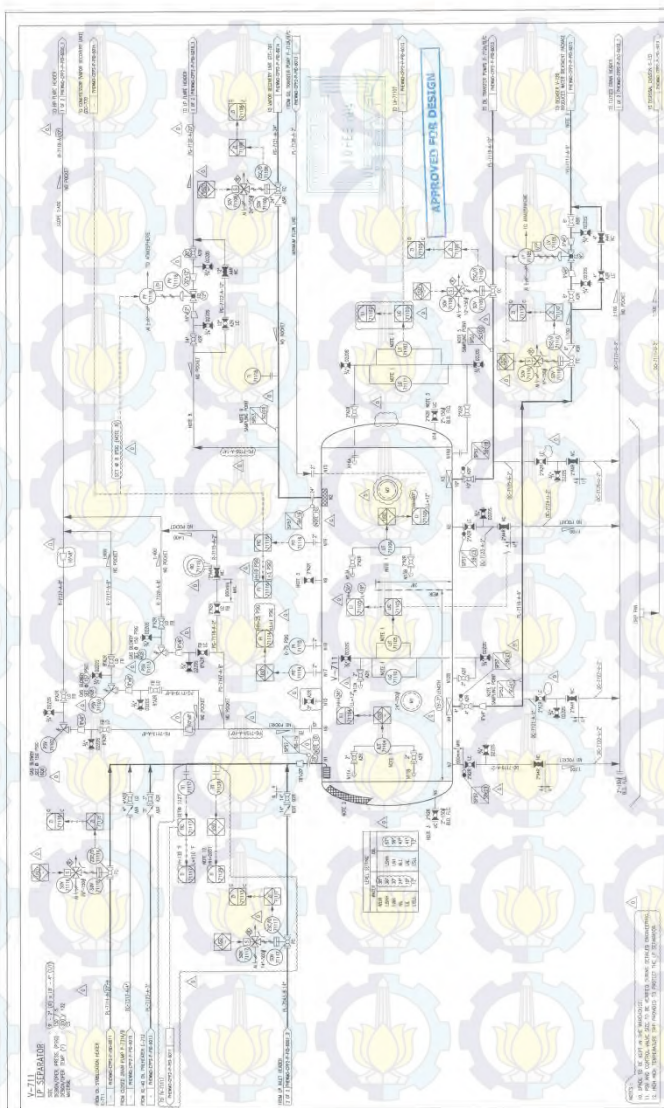
| PERTAMINA PHE WMO PT.technip INDONESIA | Mechanical Data Sheet Oil Transfer Pump (P-712 A/B) for CPP2 | Sheet : 4 OF 6 DS No : CPP2-MDSH-1009 Date : 29-Nov-13 PIO : TSA Cont. No : 162-1/75/DP5/11 Rev : 0 By : Mi Checked : RD/NDH App'd : MH Pertamina PHE WMO App'd : _____ Date: _____ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|---|--|----------|----------|----------------|-------|----|-----|------------------|-------|----|-----|-----|------------|------|---|---|---|--|---|---|---|---|---|--|
| <div style="border: 1px solid black; padding: 2px;"> CONSTRUCTION 1 ROTATION: (VIEWED FROM COUPLING END) <input type="checkbox"/> CW <input type="checkbox"/> CCW 2 PUMP TYPE: (4.1) 3 <input checked="" type="checkbox"/> OH2 <input type="checkbox"/> OH3 <input type="checkbox"/> OH8 <input type="checkbox"/> OTHER BB2 4 CASING MOUNTING: 5 <input checked="" type="checkbox"/> CENTERLINE <input type="checkbox"/> IN-LINE <input type="checkbox"/> OTHER 6 CASING TYPE: 7 <input type="checkbox"/> SINGLE VOLUTE <input type="checkbox"/> MULTIPLE VOLUTE <input type="checkbox"/> DIFFUSER 8 CASE PRESSURE RATING: 9 <input type="checkbox"/> OH8 PUMP SUCTION REGION DESIGNED FOR MAWP (5.3.6) 10 <input type="checkbox"/> MAX ALLOWABLE WORKING PRESSURE 625 (PSIG) 11 @ 300 (°F) 12 <input type="checkbox"/> HYDROTEST PRESSURE 1.5MAWP (PSIG) 13 <input type="checkbox"/> NOZZLE CONNECTIONS: (5.4.2) <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; margin-top: 5px;"> <tr> <th>SIZE</th> <th>FLANGE RATING</th> <th>FACING</th> <th>POSITION</th> </tr> <tr> <td>SUCTION 8" (*)</td> <td>300 #</td> <td>RF</td> <td>TOP</td> </tr> <tr> <td>DISCHARGE 8" (*)</td> <td>300 #</td> <td>RF</td> <td>TOP</td> </tr> </table> </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; margin-top: 5px;"> PRESSURE CASING AUX. CONNECTIONS: (5.4.3) <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <th>NO.</th> <th>SIZE (NPS)</th> <th>TYPE</th> </tr> <tr> <td><input checked="" type="checkbox"/> DRAIN</td> <td>*</td> <td>*</td> </tr> <tr> <td><input checked="" type="checkbox"/> VENT</td> <td>*</td> <td>*</td> </tr> <tr> <td><input checked="" type="checkbox"/> WARM-UP</td> <td>*</td> <td>*</td> </tr> </table> </div> <div style="margin-top: 5px;"> <input checked="" type="checkbox"/> MACHINED AND STUDDED CONNECTIONS (5.4.3.8) <input type="checkbox"/> CYLINDRICAL THREADS REQUIRED (5.4.3.3) 28 ROTOR: 29 <input checked="" type="radio"/> COMPONENT BALANCE TO ISO 1940 G 1.0 (5.9.4.4) 30 COUPLINGS: (6.2.2) 31 <input checked="" type="radio"/> MANUFACTURER As per PML Note 3 <input type="checkbox"/> MODEL 32 <input type="checkbox"/> RATING (HP/100 RPM) 33 <input checked="" type="checkbox"/> SPACER LENGTH (in.) <input checked="" type="checkbox"/> SERVICE FACT. MIN. 1.5 34 <input checked="" type="radio"/> COUPLING BALANCED TO ISO 1940-1 (6.2.3) 35 <input type="radio"/> COUPLING WITH PROPRIETARY CLAMPING DEVICE (6.2.11) 36 <input type="radio"/> COUPLING PER ISO 14891 (6.2.4) 37 <input type="radio"/> COUPLING PER ISO 10411 (6.2.4) 38 <input type="radio"/> COUPLING PER API 671 (6.2.4) <input type="radio"/> ASME B15.1 39 <input checked="" type="radio"/> NON SPARK COUPLING GUARD (6.2.14C) 40 <input type="radio"/> COUPLING GUARD STANDARD PER (6.2.14A) 41 BASEPLATES: 42 <input type="checkbox"/> API BASEPLATE NUMBER (ANNEX C) 43 <input checked="" type="radio"/> NON-GROUT CONSTRUCTION (6.3.13) Note 8 44 <input checked="" type="radio"/> OTHER DRIP PAN 45 MECHANICAL SEAL: (5.8.1) 46 <input checked="" type="radio"/> VENDOR SHALL PROVIDE DATASHEET FOR DUALMECHANICAL SEAL AND 47 ADVISE THE SEAL SELECTION INCLUDING MATERIAL WITH FLUSH PLAN 11 48 & 53 AB ACCORDING TO API 682 LATEST EDITION </div> | SIZE | FLANGE RATING | FACING | POSITION | SUCTION 8" (*) | 300 # | RF | TOP | DISCHARGE 8" (*) | 300 # | RF | TOP | NO. | SIZE (NPS) | TYPE | <input checked="" type="checkbox"/> DRAIN | * | * | <input checked="" type="checkbox"/> VENT | * | * | <input checked="" type="checkbox"/> WARM-UP | * | * | <div style="border: 1px solid black; padding: 2px;"> SURFACE PREPARATION AND PAINT 1 <input checked="" type="radio"/> MANUFACTURER'S STANDARD <input type="radio"/> OTHER (SEE BELOW) 2 <input checked="" type="radio"/> SPECIFICATION NO. PHEWMO-H-PRC-0007 <input type="radio"/> SPECIFICATION FOR 3 PUMP: <input checked="" type="radio"/> PROTECTIVE COATING* 4 <input checked="" type="radio"/> PRIMER AS PER SPEC 5 <input checked="" type="radio"/> FINISH COAT AS PER SPEC 6 BASEPLATE: (6.3.17) 7 <input checked="" type="radio"/> PRIMER AS PER SPEC 8 <input checked="" type="radio"/> FINISH COAT AS PER SPEC 9 <input type="radio"/> DETAILS OF LIFTING DEVICES (6.3.20) 10 SHIPMENT: (7.4.1) 11 <input type="radio"/> DOMESTIC <input checked="" type="radio"/> EXPORT <input type="radio"/> EXPORT BOXING REQUIRED 12 <input checked="" type="radio"/> OUTDOOR STORAGE MORE THAN 6 MONTHS 13 SPARE ROTOR ASSEMBLY PACKAGED FOR: 14 <input type="radio"/> HORIZONTAL STORAGE <input type="radio"/> VERTICAL STORAGE 15 <input type="radio"/> TYPE OF SHIPPING PREPARATION </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; margin-top: 5px;"> HEATING AND COOLING 16 <input type="radio"/> HEATING JACKET REQ'D. (5.6.9) 17 <input checked="" type="radio"/> COOLING REQ'D. 18 <input checked="" type="radio"/> COOLING WATER (C.W.) PIPING PLAN (6.5.3.1) 19 C.W. PIPING: 20 <input checked="" type="checkbox"/> PIPE <input type="checkbox"/> TUBING FITTINGS 21 C.W. PIPING MATERIALS: 22 <input checked="" type="checkbox"/> S. STEEL <input type="checkbox"/> C. STEEL <input type="checkbox"/> GALVANIZED 23 COOLING WATER REQUIREMENTS: 24 <input type="checkbox"/> BEARING HOUSING (GPM) 25 <input type="checkbox"/> HEAT EXCHANGER (GPM) 26 TOTAL COOLING WATER (GPM) 27 HEAT MEDIUM: <input type="radio"/> STEAM <input type="radio"/> OTHER 28 HEATING PIPING: <input type="radio"/> TUBING <input type="radio"/> PIPE 29 BEARINGS AND LUBRICATION 30 BEARING (TYPE/NUMBER) (5.10.1): 31 <input checked="" type="checkbox"/> RADIAL ANTI FRICTION / 32 <input checked="" type="checkbox"/> THRUST ANTI FRICTION / 33 LUBRICATION (5.11.3, 5.11.4): 34 <input checked="" type="checkbox"/> GREASE <input type="checkbox"/> OIL 35 <input type="checkbox"/> PURGE OIL MIST <input type="checkbox"/> PURE OIL MIST 36 <input type="checkbox"/> CONSTANT LEVEL OILER PREFERENCE (5.10.2.2) 37 <input type="checkbox"/> OIL VISC. ISO GRADE 38 INSTRUMENTATION (6.4.2) 39 <input type="radio"/> ACCELEROMETER (6.4.2.1) 40 <input type="radio"/> PROVISION FOR MOUNTING ONLY (5.10.2.10) 41 <input type="radio"/> FLAT SURFACE REQ'D (5.10.2.11) 42 <input type="radio"/> TEMP. GAUGES (WITH THERMOWELLS) (8.1.3.6) 43 <input type="radio"/> PRESSURE GAUGE TYPE 44 REMARKS: 45 <input type="checkbox"/> WEIGHTS (kg) 46 PUMP * 47 BASEPLATE * 48 DRIVER * 49 TOTAL * </div> |
| SIZE | FLANGE RATING | FACING | POSITION | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| SUCTION 8" (*) | 300 # | RF | TOP | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| DISCHARGE 8" (*) | 300 # | RF | TOP | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| NO. | SIZE (NPS) | TYPE | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <input checked="" type="checkbox"/> DRAIN | * | * | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <input checked="" type="checkbox"/> VENT | * | * | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <input checked="" type="checkbox"/> WARM-UP | * | * | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Gambar 5. Data Sheet Pompa (2)

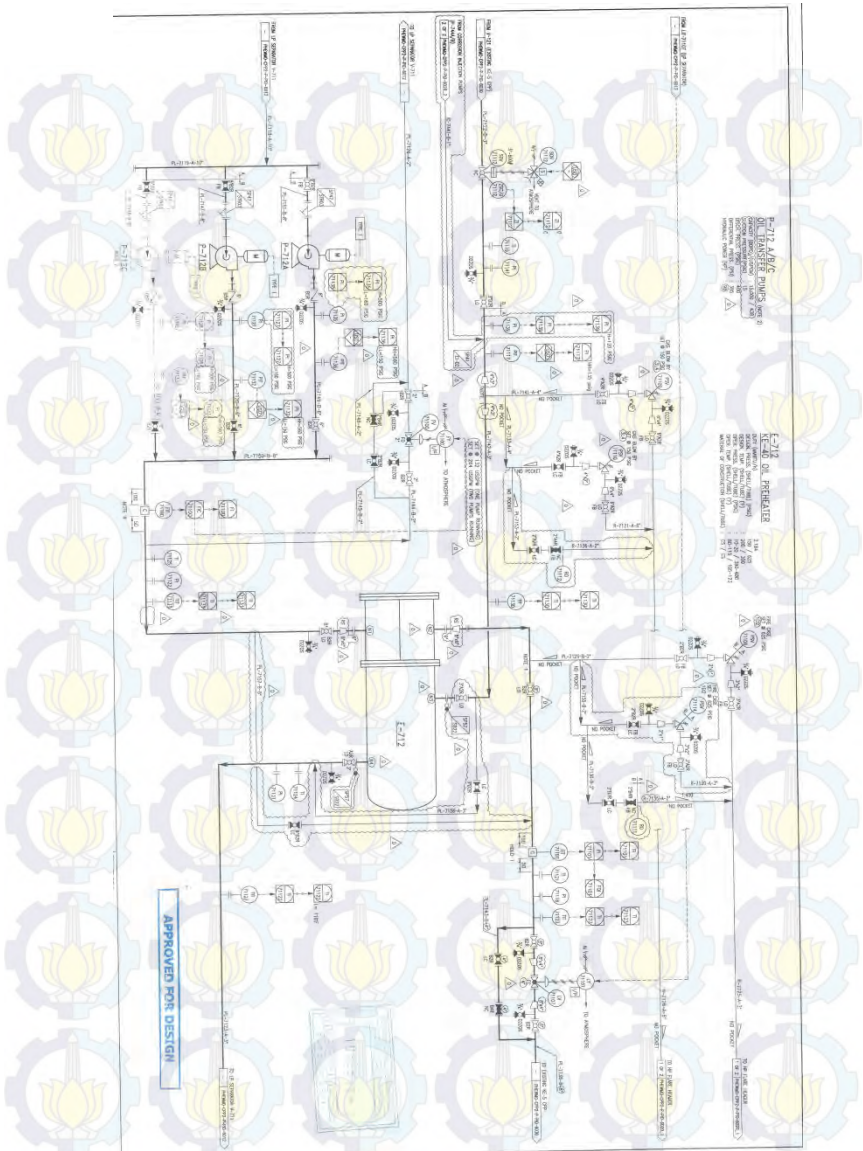
|  PERTAMINA PHE WMO  PT.technip indonesia | | Mechanical Data Sheet Oil Transfer Pump (P-712 A/B) for CPP2 | | Sheet : 5 OF 6 DE No : CPP2-M-DSH-1009 Date : 29-Nov-13 P/O : TBA Cont. No : 162-1/TSP/OPS/11 Rev : 0 By : ml Checked : RD/YDH App'd : MH Pertamina PHE WMO App'd : _____ Date : _____ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|---------|--|---------|---|--|------|---------|-----|---------|-----------------------|---|---|---|-----------------------|---|---|---|-------------------------------------|---|---|---|------------------|---|---|---|--------------------------------------|---|---|---|--------------------------------|---|---|---|------------------------------|---|---|---|---|---|---|---|----------------------------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|------------------------------------|---|---|---|------------------------------------|---|---|---|--------------------------------------|---|---|---|-----------------------------|---|---|---|----------------|--|--|--|-----------------|--|--|--|--|---|---|---|---|--|--|--|--|--|--|--|---|--|--|--|--|--|--|--|
| 1 SPARE PARTS (TABLE 1B) 2 ● START-UP ● NORMAL MAINTENANCE 3 4 OTHER PURCHASER REQUIREMENTS 5 ● COORDINATION MEETING REQUIRED (9.1.3) 6 ● MAXIMUM DISCHARGE PRESSURE TO INCLUDE (5.3.2) 7 ● MAX RELATIVE DENSITY 8 ● MAX DIA. IMPELLERS AND/OR NO OF STAGES 9 ○ OPERATION TO TRIP SPEED 10 ○ OHS BEARING HSB LIFTER (6.1.2.6) 11 ○ CONNECTION DESIGN APPROVAL (5.12.3.4) 12 ○ TORSIONAL ANALYSIS REQUIRED (5.9.2.1) 13 ○ TORSIONAL ANALYSIS REPORT (5.9.2.6) 14 ● PROGRESS REPORTS (8.3.3) 15 ● OUTLINE OF PROCEDURES FOR OPTIONAL TESTS (9.2.5) 16 ○ ADDITIONAL DATA REQUIRING 20 YEARS RETENTION (7.2.2.1f) 17 PIPING AND APPURTENANCES 18 ○ MANFOLD PIPING TO SINGLE CONNECTION (6.5.1.6) 19 ○ VENT ○ DRAIN ○ COOLING WATER 20 ○ MOUNT SEAL RESERVOIR OFF BASEPLATE (6.5.1.4) 21 ○ FLANGES REQUIRED IN PLACE OF SOCKET WELD UNIONS (6.5.2.B) 22 ○ INSTALLATION LIST IN PROPOSAL (6.2.3L) 23 CONNECTION BOLTING 24 ○ PTFE COATING ● ASTM A153 GALVANIZED 25 ○ PAINTED ○ SS 26 QA INSPECTION AND TESTING 27 ● SHOP INSPECTION (7.1.4) 28 ● PERFORMANCE CURVE APPR. 29 ○ TEST WITH SUBSTITUTE SEAL (7.3.3.2) 30 ● MATERIAL CERTIFICATION REQUIRED (5.12.1.8) 31 ● CASING ● IMPELLER ● SHAFT 32 ● OTHER WEAR RINGS, PIPING AND VALVES, SEAL AUX. TUBING 33 ● CASTING REPAIR PROCEDURE APPROVAL REQ'D (5.12.2.5) 34 ○ INSPECTION REQUIRED FOR CONNECTION WELDS (5.12.1.5) 35 ○ MAG PARTICLE ○ LIQUID PENETRANT 36 ○ RADIOGRAPHIC ○ ULTRASONIC 37 ○ INSPECTION REQUIRED FOR CASTINGS (7.2.1.3)(5.12.1.5) 38 ○ MAG PARTICLE ○ LIQUID PENETRANT 39 ○ RADIOGRAPHIC ○ ULTRASONIC 40 ○ HARDNESS TEST REQUIRED: (7.2.2.3) 41 ○ ADDITIONAL SUBSURFACE EXAMINATION (7.2.1.1) 42 FOR _____ 43 METHOD _____ | | QA INSPECTION AND TESTING (CONT.) <table border="1"> <thead> <tr> <th>TEST</th> <th>NON-WIT</th> <th>WIT</th> <th>OBSERVE</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>● HYDROSTATIC (7.3.2)</td> <td>○</td> <td>●</td> <td>○</td> </tr> <tr> <td>● PERFORMANCE (7.3.3)</td> <td>○</td> <td>●</td> <td>○</td> </tr> <tr> <td>● RETEST ON SEAL LEAKAGE (7.3.3.2d)</td> <td>○</td> <td>●</td> <td>○</td> </tr> <tr> <td>○ NPSH (7.3.4.2)</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> <tr> <td>○ TRUE PEAK VELOCITY DATA (7.3.3.4f)</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> <tr> <td>● COMPLETE UNIT TEST (7.3.4.3)</td> <td>○</td> <td>●</td> <td>○</td> </tr> <tr> <td>● SOUND LEVEL TEST (7.3.4.4)</td> <td>○</td> <td>●</td> <td>○</td> </tr> <tr> <td>● CLEANLINESS PRIOR TO FINAL ASSEMBLY (7.2.2.2)</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>●</td> </tr> <tr> <td>○ NOZZLE LOAD TEST (8.3.6)</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> <tr> <td>○ CHECK FOR CO-PLANAR MOUNTING PAD SURFACES (6.3.3)</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> <tr> <td>○ MECHANICAL RUN UNTIL OIL TEMP. STABLE</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> <tr> <td>○ 4 HR. MECHANICAL RUN AFTER OIL TEMP. STABLE (7.3.4.7.3)</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> <tr> <td>● 4 HR. MECH. RUN TEST (7.3.4.7.2)</td> <td>○</td> <td>●</td> <td>○</td> </tr> <tr> <td>○ BRG HSG RESONANCE TEST (7.3.4.6)</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> <tr> <td>● AUXILIARY EQUIPMENT TEST (7.3.4.5)</td> <td>○</td> <td>●</td> <td>○</td> </tr> <tr> <td>○ IMPACT TESTING (5.12.4.3)</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> <tr> <td>○ PER EN 13445</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>○ PER ASME VIII</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>○ VENDOR KEEP REPAIR AND HT RECORDS (7.2.1.1c)</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> <tr> <td>● VENDOR SUBMIT TEST PROCEDURES (7.3.1.2 / 8.2.5)</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>● VENDOR SUBMIT TEST DATA WITHIN 24 HOURS (7.3.3.3c)</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>○ INCLUDE PLOTTED VIBRATION SPECTRA (5.9.3.3)</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>● SUBMIT INSPECTION CHECK LIST (7.1.8)</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table> | | | | TEST | NON-WIT | WIT | OBSERVE | ● HYDROSTATIC (7.3.2) | ○ | ● | ○ | ● PERFORMANCE (7.3.3) | ○ | ● | ○ | ● RETEST ON SEAL LEAKAGE (7.3.3.2d) | ○ | ● | ○ | ○ NPSH (7.3.4.2) | ○ | ○ | ○ | ○ TRUE PEAK VELOCITY DATA (7.3.3.4f) | ○ | ○ | ○ | ● COMPLETE UNIT TEST (7.3.4.3) | ○ | ● | ○ | ● SOUND LEVEL TEST (7.3.4.4) | ○ | ● | ○ | ● CLEANLINESS PRIOR TO FINAL ASSEMBLY (7.2.2.2) | ○ | ○ | ● | ○ NOZZLE LOAD TEST (8.3.6) | ○ | ○ | ○ | ○ CHECK FOR CO-PLANAR MOUNTING PAD SURFACES (6.3.3) | ○ | ○ | ○ | ○ MECHANICAL RUN UNTIL OIL TEMP. STABLE | ○ | ○ | ○ | ○ 4 HR. MECHANICAL RUN AFTER OIL TEMP. STABLE (7.3.4.7.3) | ○ | ○ | ○ | ● 4 HR. MECH. RUN TEST (7.3.4.7.2) | ○ | ● | ○ | ○ BRG HSG RESONANCE TEST (7.3.4.6) | ○ | ○ | ○ | ● AUXILIARY EQUIPMENT TEST (7.3.4.5) | ○ | ● | ○ | ○ IMPACT TESTING (5.12.4.3) | ○ | ○ | ○ | ○ PER EN 13445 | | | | ○ PER ASME VIII | | | | ○ VENDOR KEEP REPAIR AND HT RECORDS (7.2.1.1c) | ○ | ○ | ○ | ● VENDOR SUBMIT TEST PROCEDURES (7.3.1.2 / 8.2.5) | | | | ● VENDOR SUBMIT TEST DATA WITHIN 24 HOURS (7.3.3.3c) | | | | ○ INCLUDE PLOTTED VIBRATION SPECTRA (5.9.3.3) | | | | ● SUBMIT INSPECTION CHECK LIST (7.1.8) | | | |
| TEST | NON-WIT | WIT | OBSERVE | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ● HYDROSTATIC (7.3.2) | ○ | ● | ○ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ● PERFORMANCE (7.3.3) | ○ | ● | ○ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ● RETEST ON SEAL LEAKAGE (7.3.3.2d) | ○ | ● | ○ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ○ NPSH (7.3.4.2) | ○ | ○ | ○ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ○ TRUE PEAK VELOCITY DATA (7.3.3.4f) | ○ | ○ | ○ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ● COMPLETE UNIT TEST (7.3.4.3) | ○ | ● | ○ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ● SOUND LEVEL TEST (7.3.4.4) | ○ | ● | ○ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ● CLEANLINESS PRIOR TO FINAL ASSEMBLY (7.2.2.2) | ○ | ○ | ● | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ○ NOZZLE LOAD TEST (8.3.6) | ○ | ○ | ○ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ○ CHECK FOR CO-PLANAR MOUNTING PAD SURFACES (6.3.3) | ○ | ○ | ○ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ○ MECHANICAL RUN UNTIL OIL TEMP. STABLE | ○ | ○ | ○ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ○ 4 HR. MECHANICAL RUN AFTER OIL TEMP. STABLE (7.3.4.7.3) | ○ | ○ | ○ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ● 4 HR. MECH. RUN TEST (7.3.4.7.2) | ○ | ● | ○ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ○ BRG HSG RESONANCE TEST (7.3.4.6) | ○ | ○ | ○ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ● AUXILIARY EQUIPMENT TEST (7.3.4.5) | ○ | ● | ○ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ○ IMPACT TESTING (5.12.4.3) | ○ | ○ | ○ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ○ PER EN 13445 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ○ PER ASME VIII | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ○ VENDOR KEEP REPAIR AND HT RECORDS (7.2.1.1c) | ○ | ○ | ○ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ● VENDOR SUBMIT TEST PROCEDURES (7.3.1.2 / 8.2.5) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ● VENDOR SUBMIT TEST DATA WITHIN 24 HOURS (7.3.3.3c) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ○ INCLUDE PLOTTED VIBRATION SPECTRA (5.9.3.3) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ● SUBMIT INSPECTION CHECK LIST (7.1.8) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| REMARKS 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Gambar 6. Data Sheet Pompa (3)

b. Piping and Instrumentation Diagram



Gambar 7. Piping and Instrumentation Diagram (1)



Gambar 8. Piping and Instrumentation Diagram (8)

c. Data Perpipaan dan *Fitting*

- *Section 1 – A*

Tabel 1. Data Perpipaan dan *Fitting Section 1 - A*

| | |
|---|----------|
| Pipa | |
| NPS | 10 Inch |
| Panjang | 15,6 m |
| <i>Roughness</i> | 0,045 mm |
| <i>Fitting</i> | |
| <i>Gate or Ball Valve or Plug Valve</i> | 2 Buah |
| <i>Short Radius Elbow</i> | 3 buah |
| <i>Branch-off Tee</i> | 1 Buah |

- *Section A – B*

Tabel 2. Data Perpipaan dan *Fitting Section A - B*

| | |
|---------------------------|----------|
| Pipa | |
| NPS | 8 Inch |
| Panjang | 2,4 m |
| <i>Roughness</i> | 0,045 mm |
| <i>Fitting</i> | |
| <i>Short Radius Elbow</i> | 2 buah |
| <i>Ball Valve</i> | 1 Buah |
| <i>Strainer</i> | 1 Buah |

- *Section C – D*

Tabel 3. Data Perpipaan dan *Fitting Section C - D*

| | |
|---------------------------|----------|
| Pipa | |
| NPS | 6 Inch |
| Panjang | 2,8 m |
| <i>Roughness</i> | 0,045 mm |
| <i>Fitting</i> | |
| <i>Short Radius Elbow</i> | 2 buah |
| <i>Check Valve</i> | 1 Buah |
| <i>Ball Valve</i> | 1 Buah |

- *Section D – E*

Tabel 4. Data Perpipaan dan *Fitting Section D – E*

| | |
|---------------------------------------|----------|
| Pipa | |
| NPS | 8 Inch |
| Panjang | 24,15 m |
| <i>Roughness</i> | 0,045 mm |
| <i>Fitting</i> | |
| <i>Ball Valve</i> | 1 Buah |
| <i>Short Radius Elbow</i> | 3 buah |
| <i>Branch-off Tee</i> | 1 Buah |
| <i>Standard Reducer</i> (8" to 6") | 1 Buah |
| <i>Coriolis Flow Meter</i> | 1 Buah |
| <i>Heater</i> | 1 Buah |

- *Section F – 2*

Tabel 5. Data Perpipaan dan *Fitting* Section F – 2

| | |
|---------------------------------------|----------|
| Pipa | |
| NPS | 8 Inch |
| Panjang | 43,05 m |
| <i>Roughness</i> | 0,045 mm |
| <i>Fitting</i> | |
| <i>Ball Valve</i> | 6 Buah |
| <i>Short Radius Elbow</i> | 3 buah |
| <i>Branch-off Tee</i> | 3 Buah |
| <i>Coriolis Flow Meter</i> | 1 Buah |
| <i>Control Valve</i> | 1 Buah |
| <i>Check Valve</i> | 1 Buah |
| <i>45° Elbow</i> | 3 Buah |
| <i>Standard Reducer</i> (6" to 8") | 1 Buah |
| <i>Standard Reducer</i> (8" to 4") | 1 Buah |
| <i>Standard Reducer</i> (4" to 8") | 1 Buah |

3. Data Penunjang Perancangan

a. Mechanical Properties Meterial

Tabel 6. Mechanical Properties Carbon Steel^[1]

| AISI Type | Plain Carbon, Carbonized Steels | | | | | | | | | Alloy Steels, Hardening Grades ^a | | | | | | | | |
|--|---------------------------------|---------------------|------------------------|----------------------|-------------------------------|---------------------------|-----------------|---------------------|-----------------------|---|------------------------|----------------------|-------------------------------|----------------|----------------------|-----------|---|--|
| | Tensile Strength, ksi | Yield Point, ksi | Elongation in 2 in., % | Reduction of Area, % | Impact Strength (Izod), ft-lb | Hardness | | Machining | Tensile Strength, ksi | Yield Point, ksi | Elongation in 2 in., % | Reduction of Area, % | Impact Strength (Izod), ft-lb | Hardness | | Machining | | |
| | | | | | | Case (Brinell) | Case (Rockwell) | | | | | | | Core (Brinell) | Case (Rockwell) | | | |
| C1015 | 73 | 46 | 32 | 71 | 91 | 149 ^a (C62) | — | Poor | A130 ^a | 224-98 | 197-89 | 12-28 | 44-71 | 32-108 | 461-202 ^d | — | — | |
| C1020 | 75 | 48 | 31 | 71 | 93 | 156 ^a (C62) | — | Poor | A630 ^b | 250-115 | 230-93 | 10-26 | 47-70 | 33-114 | 495-217 ^d | — | — | |
| C1022 | 83 | 47 | 27 | 66 | 81 | 163 ^a (C65) | — | Good | A1340 | 282-100 | 235-76 | 9-23 | 24-61 | 9-97 | 578-235 ^d | — | — | |
| C1117 | 97 | 59 | 23 | 53 | 33 | 192 ^b (C65) | — | Ver. g'd. | A140 ^a | 280-112 | 249-92 | 11-23 | 49-69 | 9-97 | 555-223 ^d | — | — | |
| C1118 | 113 | 77 | 17 | 45 | 16 | 229 ^b (C61) | — | Ver. g'd. to excel. | A200-117 | 290-117 | 251-100 | 11-23 | 42-65 | 11-108 | 578-235 ^d | — | — | |
| Plain Carbon, Hardened Steels ^c | | | | | | | | | A284-142 | 284-142 | 228-130 | 11-21 | 48-64 | 18-77 | 555-239 ^d | — | — | |
| C1030 | 122-75 | 93-58 | 18-33 | 48-71 | 8-100 | 495-179 ^d | — | Fair to good | A140 ^a | 278-114 | 228-84 | 8-28 | 28-68 | 9-93 | 534-207 ^d | — | — | |
| C1040 | 113-89 | 86-62 | 19-33 | 48-68 | 36-72 | 262-183 ^d | — | Fair to good | A740 | 290-119 | 240-100 | 10-23 | 42-64 | 21-88 | 578-241 ^d | — | — | |
| C1050 | 143-96 | 108-61 | 10-30 | 42-63 | 16-53 | 321-192 ^d | — | Fair to good | A150 | 308-128 | 248-117 | 10-20 | 34-60 | 10-77 | 578-262 ^d | — | — | |
| C1060 | 160-103 | 112-68 | 12-28 | 40-60 | 14-23 | 321-212 ^d | — | Fair to good | A150 ^a | 312-116 | 250-102 | 9-22 | 31-62 | 7-78 | 601-241 ^d | — | — | |
| C1080 | 190-117 | 142-70 | 12-24 | 35-51 | 10-22 | 388-223 ^d | — | Must be Anneal'd. | A6150 ^a | 315-118 | 270-108 | 7-22 | 17-61 | 14-87 | 601-241 ^d | — | — | |
| C1095 | 188-190 | 120-74 | 10-26 | 30-53 | 5-6 | 401-229 ^d | — | Must be Anneal'd. | A850 ^a | 282-123 | 250-114 | 11-22 | 41-62 | 9-78 | 555-255 ^d | — | — | |
| C1137 | 158-87 | 138-60 | 6-28 | 22-70 | 10-90 | 352-174 ^d | — | Good to very good | A935 ^a | 305-130 | 288-102 | 2-22 | 4-49 | 3-23 | 601-262 ^d | — | — | |
| C1141 | 237-94 | 188-68 ^a | 7-28 | 58-63 | 9-81 | 461-192 ^d | — | Good to very good | A160 ^a | 322-115 | 260-106 | 4-24 | 9-60 | 2-63 | 627-229 ^d | — | — | |
| C1144 | 128-97 | 91-68 | 17-24 | 35-59 | 7-62 | 277-201 ^d | — | Good to very good | A405 ^a | 345-114 | 257-103 | 4-24 | 8-60 | 3-67 | 557-229 ^d | — | — | |

Tabel 7 *Properties Tambahan*^[1]

| Material | Modulus of Elasticity in Tension, psi | Shear Modulus of Elasticity, psi | Poisson's Ratio | Density lb/in. ³ | Coefficient of Thermal Expansion, in./in./°F | Thermal Conductivity Btu/hr ft ² /°F in. | Specific Heat Btu/lb/°F | Melting Point° F |
|-----------------------------------|---------------------------------------|--|-------------------|-----------------------------|---|---|-------------------------|-------------------|
| Gray cast iron | See Table A-1 | 5.5×10^6 C1.20 8.0×10^6 C1.50 | 0.27 | 0.260 | 6.7×10^{-6} | 29.0 | — | 2150 |
| Malleable cast iron | See Table A-1 | 12.5×10^6 | 0.27 | 0.264 | 5.9×10^{-6} -7.5×10^{-6} _b | 29.5 | 0.122 | 2250 |
| Nodular or ductile iron | See Table A-1 | 9.3×10^6 | 0.29 | 0.251 | 6.6×10^{-6} -10.4×10^{-6} _b | 19.0 | — | 2150 |
| Cast alloy steels | See Table A-1 | 11.3×10^6 | 0.33 | 0.283 | 8.1×10^{-6} | 27.0 | 0.105 | 2740 |
| Cast carbon steels | See Table A-1 | 11.3×10^6 ^c | 0.33 ^c | 0.283 | 8.3×10^{-6} | 27.0 | — | 2250 |
| Alloy cast irons | See Table A-1 | 11.3×10^6 ^c | 0.33 ^c | 0.266 | 4.5×10^{-6} -10.7×10^{-6} _b | — | — | 2500 ^d |
| Cast stainless steels | See Table A-1 | 11.5×10^6 ^c | 0.26 ^c | 0.280 | 6.4×10^{-6} -10.4×10^{-6} _b | 8.2 - 14.5 ^b | 0.125 | 2750 |
| Plain carbon steels | 30×10^6 | 11.5×10^6 | 0.27-0.30 | 0.283 | 6.7×10^{-6} -8.1×10^{-6} | 27.0 | 0.105 | 2775 |
| Alloy steels | 30×10^6 | 11.5×10^6 | 0.27-0.30 | 0.280 | 6.3×10^{-6} -8.6×10^{-6} _b | 21.7 - 38.5 ^b | 0.110 | 2760 |
| Wrought stainless steels | 28.5×10^6 | 11.5×10^6 | 0.26 | 0.290 | e | f, b | 0.120 | g |
| Wrought aluminum alloys | 10.3×10^6 | 3.8×10^6 | 0.36 | 0.097 | 13×10^{-6} | 67.4-135 ^b | 0.230 | 1215 |
| Cast aluminum alloys | 10.3×10^6 | 3.8×10^6 | 0.36 | 0.097 | 12.6×10^{-6} | 66.6 | 0.230 | 1195 |
| Wrought copper alloys | 15.5×10^6 | 5.8×10^6 | 0.33 | 0.305 | 11.0×10^{-6} | d | 0.090 | d |
| Cast copper base alloys | See Table A-10 | 5.4×10^6 | 0.33 | 0.303 | 10.1×10^{-6} | d | 0.090 | d |
| Nickel base alloys | See Table A-13 | — | 0.34 | 0.304 | 7.6×10^{-6} | d | 0.100 | d |
| Wrought and cast magnesium alloys | 6.5×10^6 | 2.4×10^6 | 0.35 | 0.065 | 14.4×10^{-6} | d | 0.250 | 1200 |

b. *Equivalent Length dari Fitting***Tabel 8** *Equivalent Length dari Fitting* berdasarkan API RP 14E edisi ke - 5

| Nominal Pipe Size (Inches) | Globe Valve or Ball Check Valve | Angle Valve | Swing Check Valve | Plug Valve, Gate Valve or Ball Valve | 45° Ell | | Short Radius Ell | | Long Radius Ell | | Branch of Tee | | Run of Tee | | Equivalent length in terms of small diameter | | | | | | | | |
|-------------------------------|---------------------------------------|-------------|-------------------|--|---------|--------|------------------|--------|-----------------|--------|---------------|--------|------------|--------|--|---------------------|--------|---------------------|-------------|---------------------|----|----|---|
| | | | | | Weld | Thread | Weld | Thread | Weld | Thread | Weld | Thread | Weld | Thread | Enlargement | | | | Contraction | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | Sudden | Standard Reducer | Sudden | Standard Reducer | Sudden | Standard Reducer | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1/2 | 55 | 26 | 13 | 1 | 1 | 2 | 3 | 5 | 2 | 8 | 9 | 2 | 3 | 5 | 3 | 1 | 1 | 1 | 1 | | | | |
| 2 | 70 | 33 | 17 | 2 | 2 | 3 | 4 | 5 | 3 | 10 | 11 | 3 | 4 | 7 | 5 | 2 | 5 | 2 | 7 | 4 | 3 | 2 | 2 |
| 2 1/2 | 80 | 40 | 20 | 2 | 2 | 3 | 5 | 5 | 3 | 12 | 13 | 3 | 5 | 8 | 5 | 2 | 6 | 2 | 8 | 4 | 3 | 2 | |
| 3 | 100 | 50 | 25 | 2 | 2 | 2 | 6 | 6 | 4 | 14 | 15 | 4 | 5 | 10 | 6 | 2 | 8 | 2 | 10 | 5 | 4 | 2 | 2 |
| 4 | 130 | 65 | 32 | 3 | 3 | 3 | 7 | 7 | 5 | 16 | 17 | 5 | 6 | 12 | 8 | 3 | 10 | 3 | 12 | 6 | 5 | 3 | 3 |
| 6 | 200 | 100 | 48 | 4 | 4 | 4 | 11 | 8 | 8 | 28 | 29 | 8 | 8 | 18 | 12 | 4 | 14 | 4 | 14 | 9 | 7 | 4 | 4 |
| 8 | 260 | 125 | 64 | 6 | 6 | 6 | 15 | 9 | 9 | 37 | 38 | 9 | 9 | 25 | 16 | 5 | 19 | 5 | 19 | 12 | 9 | 5 | 5 |
| 10 | 330 | 160 | 80 | 7 | 7 | 7 | 18 | 12 | 12 | 47 | 48 | 12 | 12 | 31 | 20 | 7 | 24 | 7 | 24 | 15 | 12 | 6 | 6 |
| 12 | 400 | 190 | 95 | 9 | 9 | 9 | 22 | 14 | 14 | 55 | 56 | 14 | 14 | 37 | 24 | 8 | 28 | 8 | 28 | 18 | 14 | 7 | 7 |
| 14 | 450 | 210 | 105 | 10 | 10 | 10 | 26 | 16 | 16 | 62 | 63 | 16 | 16 | 42 | 26 | 9 | | | | 20 | 16 | 8 | 8 |
| 16 | 500 | 240 | 120 | 11 | 11 | 11 | 29 | 18 | 18 | 72 | 73 | 18 | 18 | 47 | 30 | 10 | | | | 24 | 18 | 9 | |
| 18 | 550 | 280 | 140 | 12 | 12 | 12 | 33 | 20 | 20 | 82 | 83 | 20 | 20 | 53 | 35 | 11 | | | | 26 | 20 | 10 | |
| 20 | 650 | 300 | 155 | 14 | 14 | 14 | 36 | 23 | 23 | 90 | 91 | 23 | 23 | 60 | 38 | 13 | | | | 30 | 23 | 11 | |
| 22 | 688 | 335 | 170 | 15 | 15 | 15 | 40 | 25 | 25 | 100 | 101 | 25 | 25 | 65 | 42 | 14 | | | | 32 | 25 | 12 | |
| 24 | 750 | 370 | 185 | 16 | 16 | 16 | 44 | 27 | 27 | 110 | 111 | 27 | 27 | 70 | 46 | 15 | | | | 35 | 27 | 13 | |
| 30 | | | | 21 | 21 | 21 | 55 | 40 | 40 | 140 | 141 | 40 | 40 | | | | | | | | | | |
| 36 | | | | 25 | 25 | 25 | 66 | 47 | 47 | 170 | 171 | 47 | 47 | | | | | | | | | | |
| 42 | | | | 30 | 30 | 30 | 77 | 55 | 55 | 200 | 201 | 55 | 55 | | | | | | | | | | |
| 48 | | | | 35 | 35 | 35 | 88 | 65 | 65 | 220 | 221 | 65 | 65 | | | | | | | | | | |
| 54 | | | | 40 | 40 | 40 | 99 | 70 | 70 | 250 | 251 | 70 | 70 | | | | | | | | | | |
| 60 | | | | 45 | 45 | 45 | 110 | 80 | 80 | 260 | 261 | 80 | 80 | | | | | | | | | | |

1. Source of data is CPSA Data Book, 1981 Revision.

2. d is inside diameter of smaller outlet.

D is inside diameter of larger outlet.

NOTES:
 1. Source of data is GPSA Data Book, 1981 Revision.
 2. d is inside diameter of smaller outlet.
 D is inside diameter of larger outlet.

c. Pemilihan Material

Tabel 9. Pembagian Kelas Pompa Berdasarkan API 610 Edisi ke-11

| Service | Temperature range | | Pressure range | Materials class | Ref. note |
|--|-------------------|------------|----------------|-----------------|-----------|
| | °C | (°F) | | | |
| Fresh water, condensate, cooling tower water | < 100 | < 212 | All | I-1 or I-2 | — |
| Boiling water and process water | < 120 | < 250 | All | I-1 or I-2 | a |
| | 120 to 175 | 250 to 350 | All | S-5 | a |
| | > 175 | > 350 | All | S-6, C-6 | a |
| Boiler feed water Axially split Double-casing (barrel) | > 95 | > 200 | All | C-6 | — |
| | > 95 | > 200 | All | S-6 | — |
| Boiler circulator | > 95 | > 200 | All | C-6 | — |
| Foul water, reflux drum water, water draw, and hydrocarbons containing these waters, including reflux streams | < 175 | < 350 | All | S-3 or S-6 | b |
| | > 175 | > 350 | All | C-6 | — |
| Propane, butane, liquefied petroleum gas, ammonia, ethylene, low temperature services (minimum metal temperature) | 230 | < 450 | All | S-1 | — |
| | > -46 | > -50 | All | S-1(LCB) | h |
| | > -73 | > -100 | All | S-1(LC2) | h |
| | > -100 | > -150 | All | S-1(LC3) | h,i |
| | > -196 | > -320 | All | A-7 or A-8 | h,i |
| Diesel oil; gasoline; naphtha; kerosene; gas oils; light, medium and heavy lubricating oils; fuel oil; residuum; crude oil; asphalt; synthetic crude bottoms | < 230 | < 450 | All | S-1 | — |
| | 230 to 370 | 450 to 700 | All | S-6 | b,c |
| | > 370 | > 700 | All | C-6 | b |
| Non-corrosive hydrocarbons, e.g. catalytic reformate, isomaxate, desulfurized oils | 230 to 370 | 450 to 700 | All | S-4 | c |
| Xylene, toluene, acetone, benzene, furfural, MEK, cumene | < 230 | < 450 | All | S-1 | — |
| Sodium carbonate | < 175 | < 350 | All | I-1 | — |
| Caustic (sodium hydroxide), concentration < 20 % | < 100 | < 212 | All | S-1 | d |
| | > 100 | > 212 | All | — | e |
| Seawater | < 95 | < 200 | All | — | f |
| Sour water | < 260 | < 470 | All | D-1 | — |
| Produced water, formation water and brine | All | All | All | D-1 or D-2 | f |
| Sulfur (liquid state) | All | All | All | S-1 | — |
| FCC slurry | < 370 | < 700 | All | C-6 | — |
| Potassium carbonate | < 175 | < 350 | All | C-6 | — |
| | < 370 | < 700 | All | A-8 | — |
| MEA, DEA, TEA stock solutions | < 120 | < 250 | All | S-1 | — |
| DEA, TEA-lean solutions | < 120 | < 250 | All | S-1 or S-8 | d,g |
| MEA-lean solution (CO ₂ only) | 80 to 150 | 175 to 300 | All | S-9 | d |
| MEA-lean solution (CO ₂ and H ₂ S) | 80 to 150 | 175 to 300 | All | S-8 | d,g |
| MEA-, DEA-, TEA-rich solutions | < 80 | 175 | All | S-1 or S-8 | d |
| Sulfuric acid concentration > 85 % 85 % to < 1 % | < 38 | < 100 | All | S-1 | b |
| | < 230 | < 450 | All | A-8 | b |
| Hydrofluoric acid concentration > 96 % | < 38 | < 100 | All | S-9 | b |

Tabel 10. Pemilihan Material Komponen Pompa Berdasarkan API 610
Edisi ke-11 (1)

| Material classes and abbreviations | | | | | | | | | | | | | | | |
|--------------------------------------|---------------------------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|-------------------------------|--------------------------------|-------------|------------------|----------------------------|--------------------------------|-------------------------------|-------------------------------------|
| Part | Material class | I-1 | I-2 | S-1 | S-3 | S-4 | S-5 | S-6 | S-8 | S-9 | C-6 | A-7 | A-8 | D-1 | D-2 |
| | Full compliance material ^a | CI ^b | CI | STL | STL | STL | STL | STL | STL | STL | 12% CR | AUS | 316 AUS | Duplex | Super Duplex |
| | Trim material | CI | BRZ | CI | NI-Resist | STL | STL | STL | STL | STL | STL | AUS ^c | 316 AUS ^d | Duplex | Super duplex |
| Pressure casing | Yes | Cast iron | Cast iron | Carbon steel | Carbon steel | Carbon steel | Carbon steel | 12% CR | 12% CR | 316 AUS | Ni-Cu alloy | 12% CR | AUS | 316 AUS | Duplex |
| Inner case parts (bolts, diaphragms) | No | Cast iron | Bronze | Cast iron | NI-Resist | Cast iron | Carbon steel | Carbon steel | 12% CR | 316 AUS | Ni-Cu alloy | 12% CR | AUS | 316 AUS | Super Duplex |
| Impeller | Yes | Cast iron | Bronze | Cast iron | NI-Resist | Carbon steel | Carbon steel | 12% CR | 316 AUS | Ni-Cu alloy | 12% CR | AUS | 316 AUS | Duplex | Super Duplex |
| Case wear rings ^a | No | Cast iron | Bronze | Cast iron | NI-Resist | Cast iron | 12% CR | 12% CR | Hardfaced 316 AUS ^e | Ni-Cu alloy | 12% CR | Hardfaced AUS ^e | Hardfaced 316 AUS ^e | Hardfaced Duplex ^e | Hardfaced Super Duplex ^e |
| Impeller wear rings ^a | No | Cast iron | Bronze | Cast iron | NI-Resist | Cast iron | 12% CR | 12% CR | Hardfaced 316 AUS ^e | Ni-Cu alloy | 12% CR | Hardfaced AUS ^e | Hardfaced 316 AUS ^e | Hardfaced Duplex ^e | Hardfaced Super Duplex ^e |
| Shaft ^d | Yes | Carbon steel | Carbon steel | Carbon steel | Carbon steel | Carbon steel | 4140 alloy steel | 4140 alloy steel ^f | 316 AUS | Ni-Cu alloy | 12% CR | AUS | 316 AUS | Duplex | Super Duplex |
| Throat bushings ^g | No | Cast iron | Bronze | Cast iron | NI-Resist | Cast iron | 12% CR | 12% CR | 316 AUS | Ni-Cu alloy | 12% CR | AUS | 316 AUS | Duplex | Super Duplex |
| Interstage sleeve ^g | No | Cast iron | Bronze | Cast iron | NI-Resist | Cast iron | 12% CR | 12% CR | Hardfaced 316 AUS ^e | Ni-Cu alloy | 12% CR | Hardfaced AUS ^e | Hardfaced 316 AUS ^e | Hardfaced Duplex ^e | Hardfaced Super Duplex ^e |
| Interstage bushings ^g | No | Cast iron | Bronze | Cast iron | NI-Resist | Cast iron | 12% CR | 12% CR | Hardfaced 316 AUS ^e | Ni-Cu alloy | 12% CR | Hardfaced AUS ^e | Hardfaced 316 AUS ^e | Hardfaced Duplex ^e | Hardfaced Super Duplex ^e |
| Case and gland studs | Yes | 4140 alloy steel | 4140 alloy steel | 4140 alloy steel | 4140 alloy steel | 4140 alloy steel | 4140 alloy steel | 4140 alloy steel | 4140 alloy steel | Ni-Cu alloy | 4140 alloy steel | 4140 alloy steel | 4140 alloy steel | Duplex ^f | Super Duplex ^f |

610

| | | Material classes and abbreviations | | | | | | | | | | | | | |
|------|--|------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--|--|-------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-------------------------------------|------------------|
| Part | Material class | I-1 | I-2 | S-1 | S-3 | S-4 | S-5 | S-6 | S-8 ^d | S-9 ^d | C-6 | A-7 | A-8 | D-1 ^l | D-2 ^l |
| B | Full compliance materials ^g | Cp ^b | Cl | STL | STL | STL | STL | STL | STL | STL | 12% CR | AUS | 316 AUS | Duplex | Super Duplex |
| | Trim material | Cl | BRZ | Cl | NI-resist | STL | STL | 12% CR | 316 AUS | NI-Cu alloy | 12% CR | AUS ^{cd} | 316 AUS ^d | Duplex | Super Duplex |
| | Case gasket | No | AUS spiral-sprawl-wound ^l | AUS spiral-sprawl-wound ^l | AUS spiral-sprawl-wound ^l | AUS spiral-sprawl-wound ^l | AUS spiral-sprawl-wound ^l | AUS spiral-sprawl-wound ^l | 316 AUS spiral-sprawl-wound ^l | NI-Cu alloy spiral-sprawl-wound ^l | AUS spiral-wound ^l | 316 AUS spiral-wound ^l | 316 AUS spiral-wound ^l | Duplex SS spiral-wound ^l | Super Duplex |
| | Discharge transduction can | Yes | Carbon steel | Carbon steel | Carbon steel | Carbon steel | Carbon steel | Carbon steel | Carbon steel | Carbon steel | AUS | AUS | 316 AUS | Duplex | Super Duplex |
| | Column bowl | No | Nitrile-butadiene elastomer | Filled carbon | Nitrile-butadiene ^h | Filled carbon | Filled carbon | Filled carbon | Filled carbon | Filled carbon | Filled carbon | Filled carbon | Filled carbon | Filled carbon | Filled carbon |
| | Wetted fasteners (bolts) | Yes | Carbon steel | Carbon steel | Carbon steel | Carbon steel | 316 AUS ^m | 316 AUS ^m | 316 AUS | NI-Cu alloy | 316 AUS ^m | 316 AUS | 316 AUS | Duplex | Super Duplex |

^a See 3.12.1.4.
^b The abbreviations in the upper part of the second row indicate the case material, the abbreviations in the lower part of the second row indicate trim material. Abbreviations are as follows:
AUS austenitic stainless steel containing at least 2.0 % molybdenum
Cl cast iron
4140 alloy steel
12% CR 12% chromium
^c Austenitic stainless steels include ISO types 06Cr13-10Cr19 (AISI standard types 302, 303, 304, 316, 321, and 317).
^d For vertically suspended pumps with shafts exposed to liquid and running in bearings, the standard shaft material is 12% chrome, except for classes S-6, A-7, A-8 and D-1. The standard shaft material for cantilever pumps (Type VOS) is 4140 alloy steel where the service liquid allows (see Table G.1).
^e For applications requiring high wear resistance, the standard shaft material is 12% chrome, except for classes S-6, A-7, A-8 and D-1. The standard shaft material for cantilever pumps (Type VOS) is 4140 alloy steel where the service liquid allows (see Table G.1).
^f For applications requiring high wear resistance, the standard shaft material is 12% chrome, except for classes S-6, A-7, A-8 and D-1. The standard shaft material for cantilever pumps (Type VOS) is 4140 alloy steel where the service liquid allows (see Table G.1).
^g For applications requiring high wear resistance, the standard shaft material is 12% chrome, except for classes S-6, A-7, A-8 and D-1. The standard shaft material for cantilever pumps (Type VOS) is 4140 alloy steel where the service liquid allows (see Table G.1).
^h For applications requiring high wear resistance, the standard shaft material is 12% chrome, except for classes S-6, A-7, A-8 and D-1. The standard shaft material for cantilever pumps (Type VOS) is 4140 alloy steel where the service liquid allows (see Table G.1).
ⁱ For applications requiring high wear resistance, the standard shaft material is 12% chrome, except for classes S-6, A-7, A-8 and D-1. The standard shaft material for cantilever pumps (Type VOS) is 4140 alloy steel where the service liquid allows (see Table G.1).
^j For applications requiring high wear resistance, the standard shaft material is 12% chrome, except for classes S-6, A-7, A-8 and D-1. The standard shaft material for cantilever pumps (Type VOS) is 4140 alloy steel where the service liquid allows (see Table G.1).
^k For applications requiring high wear resistance, the standard shaft material is 12% chrome, except for classes S-6, A-7, A-8 and D-1. The standard shaft material for cantilever pumps (Type VOS) is 4140 alloy steel where the service liquid allows (see Table G.1).
^l For applications requiring high wear resistance, the standard shaft material is 12% chrome, except for classes S-6, A-7, A-8 and D-1. The standard shaft material for cantilever pumps (Type VOS) is 4140 alloy steel where the service liquid allows (see Table G.1).
^m For applications requiring high wear resistance, the standard shaft material is 12% chrome, except for classes S-6, A-7, A-8 and D-1. The standard shaft material for cantilever pumps (Type VOS) is 4140 alloy steel where the service liquid allows (see Table G.1).

d. Data Penunjang Perhitungan Bantalan

Tabel 12. *Service Factor* Bantalan^[1]

| Type of Service | Multiply Calculated Load by Following Factors | |
|--|---|-----------------|
| | Ball Bearings | Roller Bearings |
| Uniform and steady load _____ | 1.0 | 1.0 |
| Light shock load _____ | 1.5 | 1.0 |
| Moderate shock load _____ | 2.0 | 1.3 |
| Heavy shock load _____ | 2.5 | 1.7 |
| Extreme and indeterminate shock load _____ | 3.0 | 2.0 |

Tabel 13. Load Rating Bantalan^[11]

| Principal dimensions | | | Basic load ratings dynamic static | | Fatigue load limit | Speed ratings Reference speed Limiting speed | | Mass | Designation |
|----------------------|----|------|---|----------------|-----------------------|--|--------|-----------|-------------|
| d | D | B | C | C ₀ | P _u | | | | |
| mm | | | kN | | kN | r/min | | kg | — |
| 25 | 37 | 7 | 4,36 | 2,6 | 0,125 | 38 000 | 24 000 | 0,022 | 61805 |
| | 42 | 9 | 7,02 | 4,3 | 0,193 | 36 000 | 22 000 | 0,045 | 61905 |
| | 47 | 8 | 8,06 | 4,75 | 0,212 | 32 000 | 20 000 | 0,06 | * 16005 |
| | 47 | 12 | 11,9 | 6,55 | 0,275 | 32 000 | 20 000 | 0,078 | * 6005 |
| | 52 | 15 | 14,8 | 7,8 | 0,335 | 28 000 | 18 000 | 0,13 | * 6205 |
| | 52 | 15 | 17,8 | 9,8 | 0,4 | 28 000 | 18 000 | 0,12 | 6205 ETN9 |
| | 62 | 17 | 23,4 | 11,6 | 0,49 | 24 000 | 16 000 | 0,23 | * 6305 |
| | 62 | 17 | 26 | 13,4 | 0,57 | 24 000 | 16 000 | 0,22 | 6305 ETN9 |
| | 80 | 21 | 35,8 | 19,3 | 0,815 | 20 000 | 13 000 | 0,54 | 6405 |
| | 28 | 58 | 16 | 16,8 | 9,5 | 0,405 | 26 000 | 16 000 | 0,17 |
| 68 | | 18 | 25,1 | 13,7 | 0,585 | 22 000 | 14 000 | 0,3 | 63/28 |
| 30 | 42 | 7 | 4,49 | 2,9 | 0,146 | 32 000 | 20 000 | 0,025 | 61806 |
| | 47 | 9 | 7,28 | 4,55 | 0,212 | 30 000 | 19 000 | 0,049 | 61906 |
| | 55 | 9 | 11,9 | 7,35 | 0,31 | 28 000 | 17 000 | 0,089 | * 16006 |
| | 55 | 13 | 13,8 | 8,3 | 0,355 | 28 000 | 17 000 | 0,12 | * 6006 |
| 62 | 16 | 20,3 | 11,2 | 0,475 | 24 000 | 15 000 | 0,2 | * 6206 | |
| | 16 | 23,4 | 12,9 | 0,54 | 24 000 | 15 000 | 0,18 | 6206 ETN9 | |
| | 19 | 29,6 | 16 | 0,67 | 20 000 | 13 000 | 0,35 | * 6306 | |
| | 19 | 32,5 | 17,3 | 0,735 | 22 000 | 14 000 | 0,33 | 6306 ETN9 | |
| | 23 | 43,6 | 23,6 | 1 | 18 000 | 11 000 | 0,75 | 6406 | |




Tabel 14. Calculation Factor Bantalan^[11]

| Calculation factors for deep groove ball bearings | | | | | | | | | | | |
|--|-----------|------|------|-------------------------------------|------|------|------|--------------|------|------|---|
| Single row and double row bearings Normal clearance | | | | Single row bearings C3 clearance | | | | C4 clearance | | | |
| f_0 | F_a/C_0 | e | X | Y | e | X | Y | e | X | Y | Y |
| 0,172 | 0,19 | 0,22 | 0,56 | 2,3 | 0,29 | 0,46 | 1,88 | 0,38 | 0,44 | 1,47 | |
| 0,345 | 0,22 | 0,26 | 0,56 | 1,99 | 0,32 | 0,46 | 1,71 | 0,4 | 0,44 | 1,4 | |
| 0,689 | 0,26 | 0,34 | 0,56 | 1,71 | 0,36 | 0,46 | 1,52 | 0,43 | 0,44 | 1,3 | |
| 1,03 | 0,28 | 0,38 | 0,56 | 1,55 | 0,38 | 0,46 | 1,41 | 0,46 | 0,44 | 1,23 | |
| 1,38 | 0,3 | 0,4 | 0,56 | 1,45 | 0,4 | 0,46 | 1,34 | 0,47 | 0,44 | 1,19 | |
| 2,07 | 0,34 | 0,49 | 0,56 | 1,31 | 0,44 | 0,46 | 1,23 | 0,5 | 0,44 | 1,12 | |
| 3,45 | 0,38 | 0,54 | 0,56 | 1,15 | 0,49 | 0,46 | 1,1 | 0,55 | 0,44 | 1,02 | |
| 5,17 | 0,42 | 0,56 | 0,56 | 1,04 | 0,54 | 0,46 | 1,01 | 0,56 | 0,44 | 1 | |
| 6,89 | 0,44 | 0,56 | 0,56 | 1 | 0,54 | 0,46 | 1 | 0,56 | 0,44 | 1 | |

Calculation factors must be selected according to the operating clearance in the bearing, which may differ from the internal clearance before mounting. For additional information or for calculation factors for other clearance classes, contact the SKF application engineering service.

Intermediate values can be obtained by linear interpolation.

e. *Data Flowmeter***Tabel 15.** *Nominal Flow Rate dari Flow Meter*^[9]

| Style | Model | Nominal line size | | Nominal flow rate | | Maximum flow rate | |
|---|-------------|-------------------|-------|-------------------|-----------|-------------------|-----------|
| | | inch | mm | lb/min | kg/h | lb/min | kg/h |
|  | CMFS007M | 1/12" | DN1 | 1.28 | 35.0 | 1.50 | 40.9 |
| | CMFS010M | 1/10" | DN2 | 3.56 | 97.0 | 4.03 | 110 |
| | CMFS015M | 1/6" | DN3 | 11.4 | 310 | 12.1 | 330 |
| | CMFS025M | 1/4" | DN6 | 38.5 | 1050 | 77.0 | 2100 |
| | CMFS040M | 3/8" | DN10 | 85.0 | 2,320 | 170 | 4,640 |
| | CMFS050M | 1/2" | DN15 | 125 | 3,410 | 250 | 6,820 |
| | CMFS075M | 3/4" | DN20 | 230 | 6,270 | 460 | 12,500 |
| | CMFS100M | 1" | DN25 | 475 | 13,000 | 950 | 25,900 |
|  | CMFS150M | 1-1/2" | DN40 | 990 | 27,000 | 1,980 | 54,000 |
| | CMF010M/L | 1/10" | DN2 | 3.43 | 93.5 | 3.96 | 108 |
| | CMF025M/L | 1/4" | DN6 | 48.0 | 1,310 | 79.9 | 2,180 |
| | CMF050M/L | 1/2" | DN15 | 127 | 3,460 | 249 | 6,800 |
|  | CMF100M/L | 1" | DN25 | 571 | 15,600 | 997 | 27,200 |
| | CMF200M/L/A | 2" | DN50 | 1,760 | 47,900 | 3,190 | 87,100 |
| | CMF300M/L/A | 3" | DN80 | 5,840 | 159,000 | 9,970 | 272,000 |
| | CMF350M/A | 4" | DN100 | 10,700 | 292,000 | 15,000 | 409,000 |
| | CMF400M/A | 6" | DN150 | 15,200 | 414,000 | 20,000 | 545,000 |
| | CMFHC2M/Y | 8" | DN200 | 27,900 | 762,000 | 54,000 | 1,470,000 |
| | CMFHC3M/Y | 10" | DN250 | 49,000 | 1,340,000 | 94,000 | 2,550,000 |
| | CMFHC4M | 12" | DN300 | 75,000 | 2,040,000 | 120,000 | 3,266,000 |

Tabel 16. *Pressure Drop dari Flowmeter*^[9]

| Turndown from nominal flow rate | | 60:1 | 20:1 | 10:1 | 2:1 | 1:1 |
|---------------------------------|-------------|----------------|--------------|--------------|-------------|------------|
| Accuracy | ±% | 0.25 | 0.05 | 0.05 | 0.05 | 0.05 |
| Pressure drop | psig (barg) | 0.008 (0.0006) | 0.06 (0.004) | 0.22 (0.015) | 4.11 (0.28) | 14.5 (1.0) |

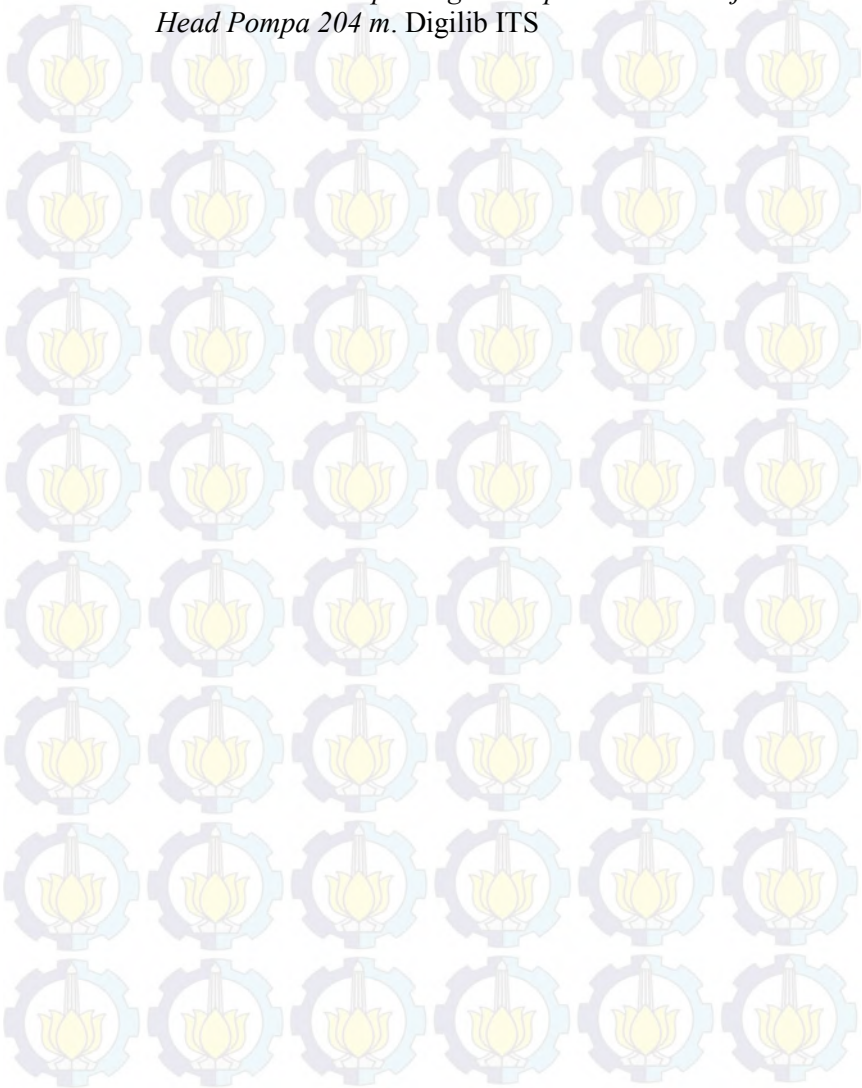


DAFTAR PUSTAKA

- [1] Deutschman, A. D. (1975). *Machine Design*. New York: Macmillan Publishing Co., Inc.
- [2] Fox, R. W. (2010). *Introduction to Fluid Mechanics*. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc.
- [3] Gülich, J. F. (2008). *Centrifugal Pump*. New York: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- [4] Karrasik, I. J. (1986). *Pump Handbook*. New York: McGraw-Hill, Inc.
- [5] Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*. Moscow: Peace Publishers.
- [6] Lazarkiewicz, S., & Troskolanski, A. T. (1953). *Impeller Pumps*. London: Pergamon Press.
- [7] Li, W.G. (2009). *Blade Exit Angle Effect on Performance of a Standard Industrial Centrifugal Oil Pump*. Journal of Applied Fluid Mechanics
- [8] *Micro Motion Product Data Sheet*. (2015). Emerson.
- [9] Rahim, Fathur. (2012). *Re-design Pompa Setrifugal Double Admission dengan Fluida Kerja Semi Lean Benfield Solution (K_2CO_3) pada Kapasitas 700 m³/h dan Head 275,8 m*. Digilib ITS
- [10] Sanks, R. L. (1998). *Pumping Station Design*. Boston: Betterworth-Heinemann.
- [11] *SKF Rolling Bearings Catalogue*. (2013). SKF Group.



- [12] Yulianto, Okky Ferri. (2010). *Perancangan Electrical Submersible Pump dengan Kapasitas 54 m³/jam dan Head Pompa 204 m*. Digilib ITS



BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Boyolali, 22 September 1994. Penulis memulai pendidikan formal mulai tahun 2000 di SDN 2 Butuh. Setelah lulus pada tahun 2006, penulis melanjutkan pendidikan di SMPN 1 Boyolali. Pada tahun 2009 penulis melanjutkan pendidikan di SMAN 3 Surakarta. Setelah menyelesaikan pendidikan tingkat menengah atas, penulis menempuh pendidikan di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Selama kuliah, penulis aktif sebagai pengurus Lembaga Bengkel Mahasiswa mesin, yaitu sebagai staff pada tahun kepengurusan 2013-2014 dan sebagai Ketua Divisi Roda Dua pada tahun kepengurusan 2014-2015.